

Desenvolvimento de soluções para accionamento de bombas para lamas espessas

André Filipe Madureira Gouveia Ferreira

Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. Doutor Luís António de Andrade Ferreira



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2013

Prólogo

O desenvolvimento de uma dissertação de tese de mestrado apresenta sucessivas etapas, onde algumas delas, devido à sua extensão, não ficariam correctamente colocadas no decorrer natural do texto.

Por motivos de estética, estrutura textual, e compreensão do trabalho desenvolvido, decidiu-se que esta tese ficaria dividida em duas partes principais. Uma será, efectivamente, a descrição do trabalho da tese, incidindo sobre o tema global, e outra, é o relatório de um dos componentes mais importantes da própria tese, que descrevendo-se ao longo da tese a sua importância. Daí, a necessidade de o colocar numa segunda parte, onde se faz a análise intensiva deste componente

Assim, a tese vai apresentar-se da seguinte forma:

- Parte I – Desenvolvimento de soluções para accionamento de bombas para lamas espessas;
- Parte II - Relatório de Construção: Redutor de Engrenagens Cilíndricas Helicoidais.

Além dos anexos, que estão associados a cada uma das partes, referenciados nos respectivos índices, há ainda um conjunto de documentos relativos a cada uma delas sob o título “Representações 2D – Parte I”, que, constituem as representações dos componentes desenvolvidos ao longo da tese, quer para a parte I, quer para a parte II. Na parte I, a representação inclui elementos de representação da parte II.

**Parte I – Desenvolvimento
de soluções para
accionamento de bombas
para lamas espessas**

Em memória de minha mãe

Resumo

A presente dissertação de mestrado tem uma componente essencialmente de aplicação prática, que visa a implementação de um sistema de accionamento de uma bomba para lamas espessas, a qual se encontra montada na ETAR de Sobreiras, no Porto.

Expõe-se o sistema de accionamento colocado na bomba em questão, apresentando os elementos existentes e o seu funcionamento base, referindo também quais os problemas inerentes à solução existente.

Introdutoriamente, é feita uma abordagem a bombas, referindo aspectos relevantes em bombas volumétricas, sobretudo nas bombas de movimento axial, sendo, posteriormente, feita uma análise intensiva às bombas de cavidade progressiva (PCP - *Progressive Cavity Pumps*), desde o seu funcionamento aos campos de aplicação.

Apresenta-se uma solução de accionamento, que preveja os problemas ocorridos na solução original, procedendo de forma minuciosa ao dimensionamento de todos os componentes mecânicos existentes, de forma a que estes satisfaçam a totalidade dos requisitos. É apresentado todo o cálculo dimensional e estrutural de forma a que as escolhas e decisões sejam justificadas com uma base de comprovação.

Apresenta-se toda a estrutura onde assenta o sistema de accionamento sob a forma de uma representação 2D que é acompanhada da respectiva legenda e relatório de construção, quando necessário.

Existe um conjunto de representações 2D de todas as peças envolventes, no sistema de accionamento projetado, assim como um ficheiro *SolidWorks®*(3D) do protótipo de todo o sistema (base, motor eléctrico e redutor).

Abstract

Development of solutions to drive thickened sludge pumps

This thesis is a practical project, which aims to implement a drive system of a thick sludge pump. This pump is mounted in the Wastewater treatment plant at Sobreiras in Porto.

Along the report, an intensive analysis of the drive system applied is made. It is also explained the elements of the pump, as well as the problems that occur in them.

There is a revision chapter of pumps, where it is explained the function, the construction and other relevant aspects of them, especially of pumps with axial movement. To understand in detail the progressive cavity pumps, it was decided to include an exclusive chapter, just to explain the function of this kind of pumps.

After the first approach to pumps, it is described the solution that is proposed in the thesis. This solution has changes, in manner of avoid the problems occurring in the original solution. All the design of new components is included in the report, as well as selections from catalogues. All the choices made, have a calculation and/or report justification, when it is need.

The whole structure of the drive system is presented as a 2D representation, with their legend and construction report when necessary.

A set of 2D representations of all project is attached to the report, as well as a 3D *solidworks*® file of all system prototype (support, electric motor and gearmotor).

Agradecimentos

Um especial agradecimento ao Professor Luís António de Andrade Ferreira por ter aceite ser meu orientador neste projecto, que ao longo do mesmo mostrou, sempre disponibilidade para o que fosse preciso, como o fornecimento de documentos, demonstrando uma compreensão em fases mais complicadas, que surgiram ao longo do projecto.

Desde já, os meus sinceros agradecimentos à Eng.^a Elza, pela disponibilidade com que me recebeu na ETAR de Sobreiras.

Uma palavra de apreço ao Eng.^a Carlos Moreira, pela forma como rapidamente me recebeu, quando solicitado, no esclarecimento do funcionamento da bomba presente na ETAR de Sobreiras.

Agradeço também à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, que apresenta condições de trabalho soberbas, dispondo de um leque de bibliografia enorme, que permite obter todo o tipo de informação, além de ter proporcionado o ciclo de estudos, que me permitiu a elaboração desta tese.

Agradecimentos a todas as pessoas da ETAR de Sobreiras, que, de alguma forma, contribuíram para que o trabalho fosse desenvolvido.

Menciono também as sugestões do técnico Saldanha, pela ajuda na análise a uma proposta inicial de solução.

A todos aqueles que estiveram presentes na minha vida académica e fizeram dela o sucesso que foi, entre amigos, colegas, professores, e família.

Por fim, um especial agradecimento ao meu pai, que foi incansável na revisão ortográfica de toda a tese, permitindo que esta se apresentasse com uma qualidade digna de seu nome.

Lista de Símbolos, Siglas e Abreviaturas

$^{\circ}$ - Graus – unidade de medição angular

ΔP – Variação de pressão

π – Pi, número irracional que representa a divisão entre o perímetro de uma circunferência e o seu diâmetro, com valor de 3,14159265

$\phi_{veio\ oco}$ – Diâmetro do veio oco

2D – Duas dimensões

3D – Três dimensões

A – Área de Secção

B – Comprimento de rosca do furo

bar – É uma unidade de pressão (equivale a 100 000 Pa)

C - Trabalho efectivo específico das cavidades fechadas para uma bomba do tipo 1-2 específico

C₁ - Círculo derivado do estator

C₂ - Círculo derivado do rotor

d – Diâmetro do parafuso

D – Diâmetro menor da hélice do estator

D1– Diâmetro menor do veio onde se vai aplicar o acoplamento flexível

D2– Diâmetro maior do veio onde se vai aplicar o acoplamento flexível

d_{pino} – Diâmetro do pino de guiamento

D_{veio ligação} – Diâmetro do veio de ligação à bomba

e – Espessura do tubo quadrangular normalizado

E – Excentricidade é dada pela distância entre os centros do rotor e do estator

e₁ – Espessura do elemento 1 da ligação

e₂ – Espessura do elemento 2 da ligação

E₁ – Evolvente do Hipociclóide H_1

E₂ – Evolvente do Hipocicloide H_2

E_v - Eficiência volumétrica

ETAR – Estação de Tratamento de Águas Residuais

F – Força aplicada

F_{axial} – Força axial

F_{maxi} – Força máxima de corte nos parafusos

FKM – Designação para fluoro elastómeros

FS – Factor de Segurança

GVF – *Gas Void Fractures* – Fracções de espaços vazios ocupados com gás

H_1 – Hipociclóide do estator

H_2 – Hipociclóide do rotor

$h_{placa\ base}$ – Altura da placa base

h_{patas} – Altura das patas de apoio

h_{anilha} – Altura da anilha

h_{porca} – Altura da porca

$h_{placa\ eléctrica}$ – Altura da placa de apoio do motor eléctrico

H_s – Comprimento total do estator

HNBR – *Hydrogenated Nitrile Butadiene Rubber* - hidrogenadas borrachas nitrílica

HP – *HorsePower* – unidade de medida de potência

Hz – hertz (unidade derivada, do SI, para frequência)

ISO – *International Standards Organization* - Organização Internacional de Normalização

j – Profundidade roscada

k – Factor de correcção do passo

K – Constante

k_1 – Factor de correcção do passo

kW – Quilowatt – Unidade de potência (10^3 watts)

kg/mm^2 – Quilograma por milímetro quadrado – unidade de medida utilizada para tensões

km/h – Quilómetro por hora (unidade derivada do SI)

l – Comprimento do parafuso

- mm** – Milímetro – unidade de medida de distância
- m³/dia** – Metro cubico por dia (unidade de caudal)
- m³/h** – Metros cúbicos por hora (unidade de caudal SI)
- mm³/rev** – Milímetros cúbicos por rotação
- MPa** – MegaPascal – é igual a 10⁶ Pa, onde Pa é a unidade padrão de pressão e tensão no SI
- N** – Velocidade de rotação em min⁻¹
- Newtons** – Unidade de medida de força do SI
- N/mm²** – Newton por milímetro quadrado
- N_s** – Número de lóbulos do estator
- N_r** – Número de lóbulos do rotor
- N/m²** – Newton por metro quadrado – unidade de medida de pressão igual ao Pa
- Nm** – Newton x metro – Unidade de medida de binário
- NBR** – *Nitrile Butadiene Rubber* – Elastómero de Nitrílica butadieno
- NPSHA** – *Net Positive Suction Head Available* - Pressão de sucção apresentada na entrada da bomba.
- O₁** – Centro do círculo C₁
- O₂** – Centro do círculo C₂
- P** – Passo
- P_r** – Comprimento do passo do rotor
- P_s** – Comprimento do passo do estator
- PCM** – *Pompe Compresseur Mécanique*
- PCP** – *Progressive Cavity Pump* – Bomba de cavidade progressiva
- PSI** – *Pound force per Square Inch* – Força em libras por polegada quadrada
- q** – Comprimento do furo
- Q** – Caudal real em m³/h
- Q_t** – Caudal transportado em m³/h
- r** – Raio do rotor
- R₁** – Raio do círculo C₁

R_2 – Raio do círculo C_2

R_e – Limite de rotura elástico (em N/mm^2)

rpm – Rotações por minuto

S – Perdas internas (escorregamento)

S_1, S_2, S_3 – Superfícies do rotor e estator que conjugadas permitem obter cavidades fechadas

S_{eq} – Área de secção equivalente (em mm^2)

SI – Sistema Internacional

tkW – Potência teórica do líquido em kW

V -volts (unidade de tensão eléctrica do sistema internacional)

V_D – Volume deslocado em mm^3/rev

ω – Velocidade angular em m/s

z – número de dentes

Índice

Lista de Símbolos, Siglas e Abreviaturas.....	XI
Índice de Figuras.....	XIX
Índice de Tabelas.....	XXIII
Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1. Motivações	1
1.2. Objectivos do trabalho.....	3
1.3. Organização da tese.....	3
Capítulo 2	5
Revisão ao modelo existente	5
2.1. Descrição e função do modelo	5
2.2. Enumeração dos componentes do modelo	6
2.2.1. Motor Eléctrico.....	6
2.2.2. Redutor.....	7
2.2.3. A bomba	14
2.3. Problemas do modelo existente	15
Capítulo 3	19
Introdução às bombas volumétricas	19
3.1. Revisão de bombas em geral	19
3.2. Bombas de Parafuso.....	21
3.2.1. O Funcionamento e Aplicações	21
3.2.2. Tipos de bombas de parafusos	22
3.2.3. Teoria das bombas de parafusos	24
Capítulo 4	41
Bombas de Cavidade Progressiva - <i>Progressive Cavity Pumps</i> (PCP).....	41
4.1. Breve definição	41
4.2. Introdução à bomba de cavidade progressiva.....	41
4.2.1. O surgimento da bomba com o inventor <i>René Moineau</i>	41

4.2.2. Os primórdios da aplicação das bombas de cavidade progressiva.....	42
4.2.3. Princípios básicos de Bombas de Cavidade Progressiva	43
4.3. Princípios de Operação de bombas de cavidade progressiva	43
4.3.1. Operação base de uma bomba de cavidade progressiva.....	43
4.3.2. Geometria de uma bomba de cavidade progressiva	44
4.3.3. Geometria da ligação rotor-estator	46
4.3.4. Geometria de bombas de cavidade única e multi-cavidades.....	48
4.3.5. Processos de fabrico do rotor/estator.....	54
4.4. Accionamento de bombas de cavidade progressiva.....	55
4.4.1. Princípio de funcionamento	55
4.4.2. Tipos de Accionamento	55
4.4.3. O sistema de accionamento	57
4.4.4. Caixa de empaques rotativa.....	58
Capítulo 5	61
Projecto e desenvolvimento de uma solução para accionamento de bomba para lamas espessas	61
5.1. Esquemas de protótipos.....	61
5.1.1. Solução D1	61
5.1.2. Solução D2	62
5.1.3. Solução D3	62
5.1.4. Solução Proposta - D4	63
5.2. Projecto da solução proposta.....	63
5.2.1. Cálculo da força axial.....	64
5.2.2. O motor eléctrico	66
5.2.3. Redutor.....	67
5.2.4. Veio de ligação à bomba	67
5.2.5. Placa Base.....	68
5.2.6. Suporte do motor eléctrico	68
5.2.7. Cobertura de acoplamento flexível	69
5.3. Análise de deformação do suporte do motor eléctrico.....	70

5.4. Acoplamentos Flexíveis	74
5.4.1. Acoplamento motor eléctrico/redutor	74
5.4.2. Acoplamento redutor/bomba	75
5.5. Ligações	77
5.5.1. Parafusos de fixação do suporte do motor eléctrico.....	77
5.5.2. Parafusos de fixação das patas do motor eléctrico	78
5.5.3. Parafusos de fixação das coberturas dos acoplamentos flexíveis.....	79
5.5.4. Parafusos de fixação do redutor	79
5.5.5. Ligação veio oco da bomba a veio de ligação à bomba.....	82
5.6. Caixa de empaque.....	84
5.7. Desenho 2D do projecto final	85
5.7.1. Projecto final com o redutor com caixa fabricada por fundição	86
5.7.2. Projecto final com o redutor com caixa fabricada por soldadura.....	86
5.8. Comentários finais e conclusões	86
Capítulo 6	89
Conclusões e trabalhos futuros	89
6.1. Conclusões	89
6.2. Trabalhos futuros	90
Referências	93
Anexos.....	97
Anexo 1 - Instruções de serviço e manutenção - Bomba de cavidade progressiva.....	I
Anexo 2 - K41.....	XIII
Anexo 3 - Esquemas de protótipos.....	XIV
Anexo 4 - Catálogo da WEG	XVIII
Anexo 5 - Catálogo da RIW®.....	XXV

Índice de Figuras

Figura 1 – rotor/estator de bomba de cavidade progressiva [6].	5
Figura 2 - Motor eléctrico Bockwoldt - versão básica [9].	7
Figura 3 - Posições de montagem do redutor e motor eléctrico [10].	8
Figura 4 - Vista explodida do redutor da solução existente na ETAR [5].	11
Figura 5 - Vista explodida (com flange) do redutor existente na ETAR [5].	12
Figura 6 - Sistema de empaque existente na bomba da ETAR [6].	14
Figura 7 - Exemplo de trança em K41 [39].	15
Figura 8 - Exemplo de montagem motor eléctrico/redutor à bomba por flange [7].	17
Figura 9 - Exemplo de redutor com aplicação de força axial [20].	17
Figura 10 - Demonstração das folgas no empaque.	17
Figura 11 – Classificação de bombas dinâmicas [13].	20
Figura 12 – Classificação de bombas de deslocamento [13].	20
Figura 13 - Esquemas de parafuso e engrenagens ilustrativos de movimento de fluxo axial(a) e movimento circunferencial (b) [13].	21
Figura 14 - Bomba de cavidade progressiva (<i>Progressive Cavity Pump</i>) [13].	23
Figura 15 – Bomba de Parafusos múltipla de saída única [13].	23
Figura 16 - Bomba de Parafusos múltipla de saída dupla [13].	23
Figura 17 – Proporções numa rosca de parafuso, com passo, diâmetro e comprimento de cavidade [13].	25
Figura 18 - Gradiente de pressão ao longo de um ciclo de um parafuso [13].	26
Figura 19 - Solução de engrenagens internas com saída dupla [13].	27
Figura 20 - Solução de engrenagens externas com saída dupla [13].	27
Figura 21 – Solução de saída única [13].	29
Figura 22- Relação da capacidade de caudal com a viscosidade - para duas velocidades [13].	32
Figura 23 - Curvas de eficiência frequentes [13].	35
Figura 24 - <i>Performance</i> frequente de uma bomba de parafusos com um produto de várias fases [13].	36
Figura 25 - Diagrama de funcionamento de uma PCP 1-2 [3].	45

Figura 26 - Princípios de funcionamento de uma PCP 1-2 [6].	46
Figura 27 - Envolventes dos hipociclóides [3].	47
Figura 28 - perfis hipociclóides de elementos helicoidais de vários tipos 1-2 (n=2), 2-3 (n=3), 3-4 (n=4), 4-5 (n=5) [3].	48
Figura 29 - Geometria de bomba 1-2 [3].	50
Figura 30 - Perspectiva Estator-Rotor [3].	50
Figura 31 - Geometria de Bomba 1-2 - Rotor e estator [6].	52
Figura 32 - Rectas de variação de velocidade de rotação, binário e velocidade de engrenamento para um caudal de 4000m³/dia e uma pressão de 10 bar [3].	53
Figura 33 - Relação da capacidade com o formato da bomba. S-Geometry e L-Geometry referem-se a bombas do tipo 1-2 e D45-Geometry e P-Geometry referem-se a bombas do tipo 2-3 [3].	54
Figura 34 - Esquema de uma bomba de cavidade progressiva vertical [3].	56
Figura 35 - sistema de accionamento com veio sólido [3].	57
Figura 36 - Exemplo de accionamento por corrente e redutor [6].	58
Figura 37 - Exemplo de accionamento por motor eléctrico de frequência variável (com redutor) [6].	58
Figura 38 - Exemplo de accionamento por correia [6]. Fonte:	58
Figura 39 - Exemplo de accionamento por motor hidráulico [6].	58
Figura 40 - Caixa de empaques com anel pioneiro [14].	59
Figura 41 - Caixa de empaques com anel pioneiro no início da vedação [14].	60
Figura 42 - Esquema da força do fluxo do fluído e força na bomba.	64
Figura 43 - Suporte de motor eléctrico com apoios fixos (setas a verde) e com solicitação (setas a roxo - Momento; setas a vermelho - Força Vertical) [33].	70
Figura 44 - Tensão de <i>Von Misses</i> sobre o suporte [33].	71
Figura 45 - Deslocamento do modelo de acordo com a solicitação imposta [33].	72
Figura 46 - Análise ao factor de segurança [33].	73
Figura 47 - Alongamento [33].	73
Figura 48 - Ligação por parafuso e peça roscada [32].	77
Figura 49 - Ligação por parafuso H e porca H [32].	78
Figura 50 - Pinos elásticos e aplicação [32].	82

Figura 51 – Exemplo da Ligação do veio de ligação á bomba e do veio da bomba (corte figurativo).	84
Figura 52 – Esquema da Caixa de empaque alterada.....	85

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Características do redutor da bomba da ETAR [10].	9
Tabela 2 - Dimensões do redutor/motor eléctrico da bomba da ETAR [10].	10
Tabela 3 - Lista de peças do redutor da bomba da ETAR [5].	13
Tabela 4 - Propriedades do aço RPM 32	67
Tabela 5 - Chaveta do veio de entrada do rolamento que liga ao acoplamento flexível.	75
Tabela 6 - Chavetas do veio de saída do redutor e do veio de ligação à bomba.	76

Capítulo 1

Introdução

1.1. Motivações

A essência da engenharia é a utilização de recursos e leis da natureza em benefício da humanidade. A engenharia é uma ciência aplicada, com o objectivo de compreender os princípios científicos e aplicá-los de forma a atingir uma meta. O projecto de engenharia mecânica é a base de engenharia, que obriga à conjugação de concepção, desenho, desenvolvimento, optimização e aplicação de máquinas e componentes mecânicos de todos os tipos [1].

O projecto de máquinas exige que as complexas relações se subdividam em pequenos conjuntos de tarefas simples. A complexidade deste processo exige uma sequência de introdução de novas ideias com sucessivas iterações de desenvolvimento [2].

A engenharia profissional não é mais do que obter soluções para problemas práticos. Estas soluções devem mostrar uma compreensão das ciências em que estão assentes, mas, normalmente, este estudo teórico não é suficiente, havendo a necessidade da decisão do projectista, o conhecimento empírico ou mesmo a decisão de “engenheiro”, que surge, naturalmente, do projectista [1]. As decisões, em muitos casos, são feitas com diminuta informação. Em alguns, com a informação ideal e, ainda, em muitos outros, há excesso de informação muitas vezes contraditória [2]. Grande parte das vezes, as decisões são alcançadas por tentativas, e ajustadas, à medida que se aprofunda o conhecimento do assunto.

A prática e experiência são factores que, aliados ao conhecimento, tornam o projectista mais capaz. Embora as duas primeiras não possam ser estudadas, o conhecimento é da vontade de cada um, e o projectista não pode apenas solucionar por casos que experimentou. Deve dedicar-se, constantemente, ao estudo e acompanhar as inovações.

O projecto de máquinas e desenvolvimento é uma área largamente estudada, e quase todos os componentes apresentam os mesmos critérios de vida útil. Contudo, a exploração nesta área é infinita, pois, há sempre espaço para novas soluções que tragam inovações, seja em que aspecto for.

O projecto é um plano para resolver um determinado problema. Se o plano resultar na criação de alguma coisa com sentido prático, que possa ser aplicado à

realidade, deve depois ser estudada a sua funcionalidade, segurança, fiabilidade, compatibilidade, utilidade, capacidade de fabrico e o impacto no mercado.

Perante todos estes factos o Engenheiro projectista deve estar motivado e preparado para papéis que exigem decisão e resolução de problemas.

A exigência de resolver o problema deve ser encarada como um desafio. A necessidade de utilizar o intelecto para uma formulação completamente nova é um factor de motivação enorme, e ainda mais, quando, após muito trabalho, sobre uma ideia/solução se consegue implementar algo novo, algo diferente.

Existem inúmeras soluções de accionamento de máquinas e de bombas, pelo que, fazer algo de novo neste campo, é muito difícil. O simples facto de melhorar algo que já existe é complicado, quando o tema já foi muito desenvolvido, como é o caso. A grande motivação será conseguir implementar uma coisa nova onde a margem de inovação é muito pequena.

A dificuldade do desafio é aumentada quando se deve ter em conta os vários factores como segurança, vida útil do projecto, aplicação prática, ambiente onde é inserido e cumprir as normas internacionais.

A atitude do engenheiro projectista deve ser sempre a de encontrar erros nas suas soluções. Deve, constantemente, analisar os componentes onde estes possam falhar. O estudo deve incidir sempre sobre o que poderá correr mal, o que estará errado e o que poderá fazer para o sistema de funcionar.

Partindo do que foi descrito, as grandes motivações, além das que já foram referidas, consistem em encontrar, efectivamente, uma solução para o problema de accionamento da bomba existente, pensar e estudar o projecto, para que todos os requisitos sejam cumpridos.

As obras sobre bombas de cavidade progressiva, por *Henri Cholet* [3] e *Lev Nelik* [4], promoveram uma evolução na área destas bombas, assim como os elementos directamente ligados a elas, incluído o accionamento. São apresentados pelos dois autores algumas soluções interessantes e aplicáveis na prática. O desafio também passa por acrescentar algo ao trabalho desenvolvido por estes autores, não de forma totalmente nova, mas para arranjar mais uma aplicação prática, que tão importante é neste tipo de bombas, utilizadas cada vez com mais frequência.

Perante uma solução que evita os problemas que ocorrem actualmente, a empresa poderá melhorar a qualidade dos seus serviços e garantir um funcionamento melhor do processo de tratamento de águas, na secção onde se encontra a bomba. O facto apresentado é, sem dúvida, uma motivação para que seja

encontrada uma solução viável para os problemas, pois, existe um fundamento de utilidade para o que se está a desenvolver.

1.2. Objectivos do trabalho

Como já se foi referindo no subcapítulo anterior, o objectivo máximo desta dissertação é projectar uma solução de accionamento de uma bomba de lamas espessas, que não esteja sujeita ao surgimento dos problemas que ocorrem numa já existente, na ETAR de Sobreiras, e que seja possível aplicar.

Para atingir o objectivo máximo, é necessário seguir uma sequência de etapas, que designaremos por objectivos secundários.

Os objectivos secundários são:

- Estudo das bombas de movimento axial;
- Estudo das bombas de cavidade progressiva;
- Perceber o que provoca os problemas na solução de accionamento existente;
- Estudar sistemas de accionamento existentes na bibliografia;
- Analisar os esforços que ocorrem no sistema de accionamento existente;
- Projectar um novo redutor;
- Idealizar e projectar uma base e uma forma de conjugação dos elementos mecânicos.

1.3. Organização da tese

Esta tese de mestrado está organizada em seis capítulos.

O capítulo 1 (Introdução), que é o presente capítulo, é a introdução, onde se faz referência ao projecto de máquinas, motivações e objectivos.

O capítulo 2 (Revisão ao modelo existente), como refere o título, consiste numa revisão do modelo existente, onde se faz uma breve análise ao sistema de accionamento que existe, ao motor eléctrico, ao redutor, etc., e se enumeram os vários componentes mecânicos da solução. É feita ainda uma referência aos problemas e aos possíveis motivos da ocorrência destes.

O capítulo 3 (Introdução às bombas volumétricas) é um capítulo de extrema importância, pois, faz uma abordagem considerável às bombas volumétricas, permitindo perceber o funcionamento geral destas bombas.

O capítulo 4 (Bombas de Cavidade Progressiva - *Progressive Cavity Pumps* (PCP)) é igualmente importante, onde se faz uma análise a um tipo de bomba muito específico, que constitui um dos pilares da tese. Neste capítulo é possível

compreender o funcionamento da bomba de cavidades progressivas, assim como se tornam perceptíveis quais as dificuldades que podem surgir no projecto de um sistema de accionamento.

O capítulo 5 (Projecto e desenvolvimento de uma solução para accionamento de bomba para lamas espessas) traduz a solução projectada. É aqui que se expõem todas as decisões, as referências aos desenhos 2D, os cálculos necessários, enumeram-se os componentes que são necessários fabricar e os que são escolhidos por catálogo. Em resumo, é a parte prática do desenvolvimento da solução.

O capítulo 6 (Conclusões e trabalhos futuros) apresenta as conclusões do trabalho e faz uma breve análise ao trabalho realizado. Por fim, são feitas algumas sugestões a trabalhos a desenvolver no futuro.

São apresentadas as referências, no fim dos seis capítulos, e abaixo destas uma secção de anexos.

Além do presente relatório existem documentos importantes que devem ser consultados, como a segunda parte da tese “Relatório de Construção: Redutor de Engrenagens Cilíndricas Helicoidais”, ou o compêndio de desenhos 2D “Conjunto de desenhos 2D relativos à solução de accionamento de bombas para lamas espessas”, que contém os vários desenhos 2D, que são dimensionados ao longo do relatório desta tese.

Capítulo 2

Revisão ao modelo existente

2.1. Descrição e função do modelo

O projecto envolvente desta tese assenta num protótipo existente na ETAR de Sobreiras, cuja descrição segue explicada neste capítulo. O protótipo é uma bomba de cavidade progressiva, cuja função é o transporte de lamas espessas ou lamas estabilizadas. A ficha técnica do protótipo encontra-se no anexo 1, e podemos também visualizar no mesmo anexo duas representações 2D do protótipo, que são fornecidas no Manual de serviço [5], que se encontra na ETAR.

Como vemos no anexo 1, a ficha apresenta todos os dados necessários à manutenção e serviço da bomba, desde o seu accionamento até às suas exigências. Devemos referir os dados relativos ao produto que esta utiliza, os seus dados de rendimento, e os seus dados técnicos como pontos fulcrais. Também é especificado o meio de accionamento, a base de apoio e o sistema de alimentação, assim como todos os extras que esta contém, relativamente à compra base da SEEPEX®.

O modelo pode ser consultado no Website da SEEPEX® [6], sendo a sua referência “*seepex progressive cavity pump – type BTI 35 -24/B2-B3-L8-F0-A-X*”. É, essencialmente, uma bomba de cavidade progressiva, em tudo semelhante às que serão descritas no capítulo 3, sendo do tipo mais simples (bomba 1-2) e o rotor com geometria do tipo convencional, em aço C45 (como referido em ficha técnica). O estator é em *NBR Perbunan* (como referido em ficha técnica), sendo accionada por um redutor helicoidal, que, por sua vez, é accionado por um motor eléctrico.

A compreensão de todo o protótipo foi auxiliada por catálogos da SEEPEX®, nomeadamente *Your advantages: our pumps* [7] e *Your advantages: pumps in open hopper design* [8].



Figura 1 – rotor/estator de bomba de cavidade progressiva [6].

Apresenta-se na figura 1 um exemplo de rotor/estator da bomba utilizada na ETAR.

A bomba em questão não é accionada todos os dias. Contudo a sua função é crucial em todo o processo da ETAR. É esta bomba que finaliza o processo, transportando as lamas para os silos, que posteriormente serão transportados para fora da ETAR.

A bomba é accionada por um motor eléctrico de corrente alternada, cujas características podem ser consultadas no Manual de serviço da bomba [5] e em catálogos do fabricante do motor – *Operating Instructions – Three-Phase Asynchronous Motors* [9]. O motor eléctrico acciona um redutor, que por sua vez, transmite potência à bomba. O redutor apresenta características que podem ser consultadas no Manual de serviço da bomba [5] e em maior detalhe nos catálogos do fabricante: *Helical Geared Motors – CB 00-11* [10], *Operating Instructions – Helical Gear Boxes, Shaft-mounted Helical Gear Boxes, Worm Gear Boxes, Helical-Bevel Gear Boxes* [11], *Operating Instructions – Helical Gear Boxes, Shaft-Mounted Helical Gear Boxes* [12].

2.2. Enumeração dos componentes do modelo

O sistema que envolve a bomba descrita é constituído por inúmeros componentes com as mais diversas funções. Por tal facto é inviável retractor todos eles no presente relatório. É feita, então, uma abordagem ao que se consideram os três componentes principais do sistema existente na ETAR.

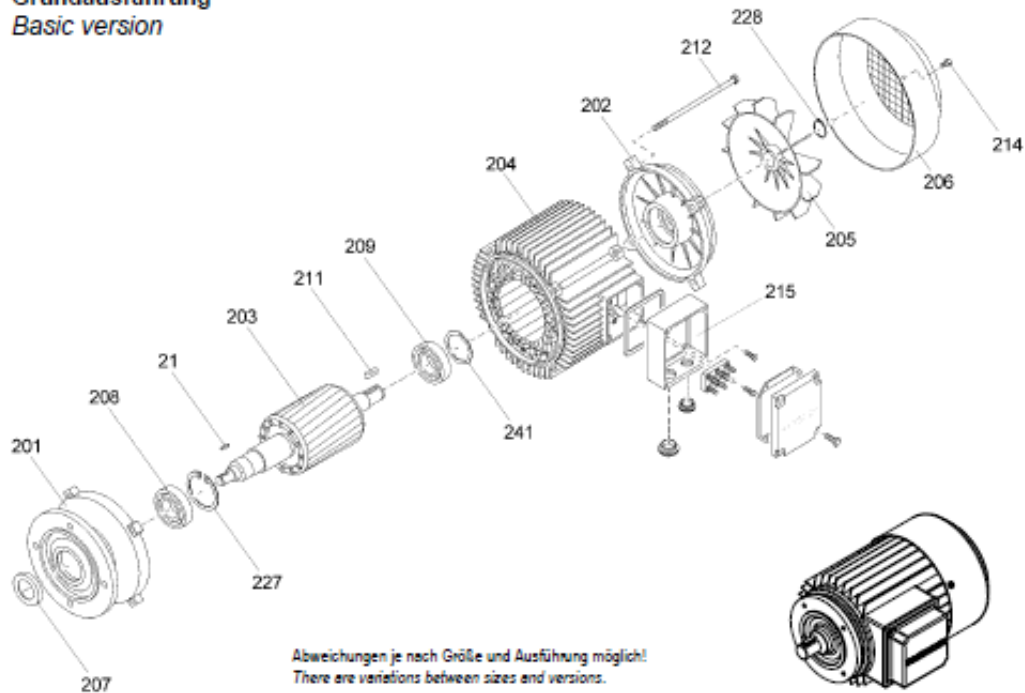
2.2.1. Motor Eléctrico

Como já foi referido, o estudo deste componente concentrou-se nos manuais de instrução do fabricante, cujas referências também foram expostas no subcapítulo anterior. É um motor com as seguintes características:

- Potência nominal: 30 kW;
- Velocidade nominal: 1450 rpm;
- Voltagem: 400/690 V;
- Frequência: 50 Hz;
- Motor de corrente alternada.

Não apresenta base de apoio, pois, está acoplado ao redutor e fixado por meio de parafusos à parede da caixa do redutor. É possível consultar os componentes do motor eléctrico na figura 2.

Grundauführung
Basic version



21	Paßfeder	fitting key	208	Wälzlager	roller bearing
201	A – Lagerschild	A - end housing	209	Wälzlager	roller bearing
202	B – Lagerschild	B - end housing	211	Paßfeder	fitting key
203	Läufer kpl.	rotor complete	212	Befestigungsschraube	clamping screw
	a) mit Motorwelle verzahnt	a) with shaft, toothed	214	Befestigungsschraube	clamping screw
	b) mit Motorwelle glatt	b) with shaft, plain	215	Klemmenkasten kpl.	terminal box complete
204	Gehäuse kpl.	casing, complete	227	Sicherungsring	locking ring
205	Lüfter	fan wheel	228	Sicherungsring	locking ring
206	Lüfterhaube	fan housing	241	Ausgleichsscheibe	compensating shim washer
207	Radialwellendichtring	radial shaft seal			

Figura 2 - Motor eléctrico Bockwoldt - versão básica [9].

2.2.2. Redutor

O redutor é uma máquina de múltiplas aplicações na área da engenharia mecânica, sendo ampla a variedade de soluções existentes. De qualquer modo, todos assentam no mesmo princípio, que é o da desmultiplicação de velocidade em força.

O redutor aplicado no sistema em análise é um redutor simples, que se encontra montado na posição IM B5 (IM 3001) ou seja, é uma montagem por flange e orientação horizontal não invertida

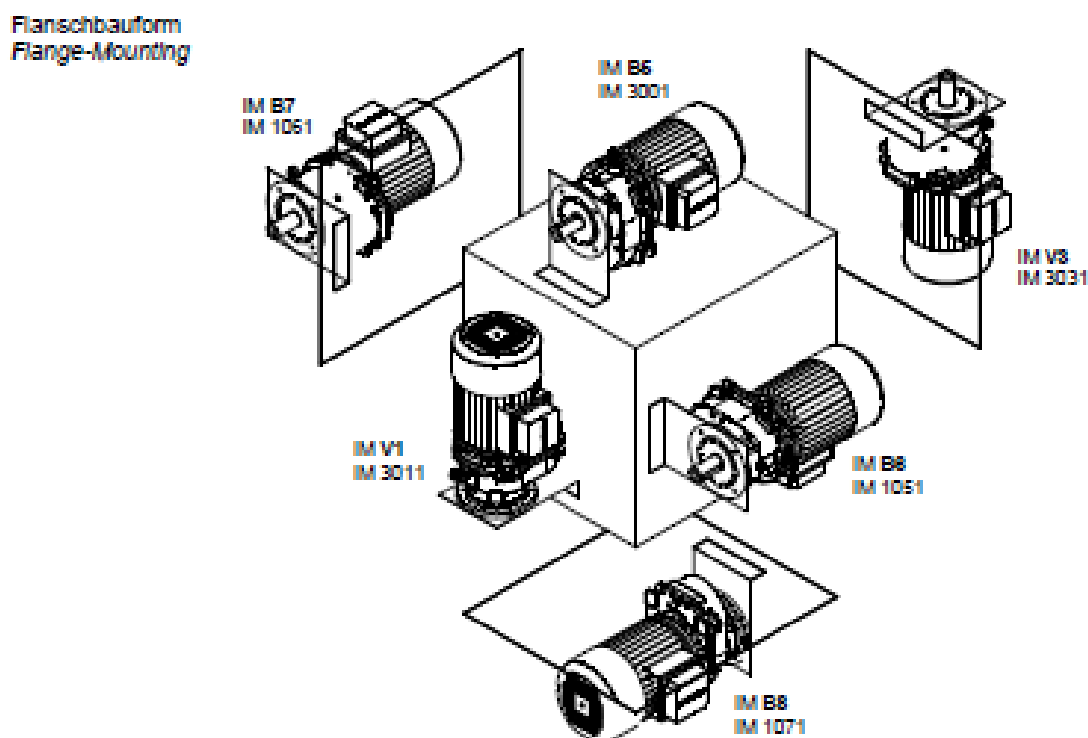


Figura 3 - Posições de montagem do redutor e motor eléctrico [10].

A solução apresenta um redutor simples, com duas reduções e de rodas dentadas helicoidais. A informação sobre o seu funcionamento, manutenção e lubrificação pode ser consultada no Manual de instruções da bomba [5]. Para o estudo deste redutor com maior detalhe, de forma a entender o seu funcionamento foram consultados os manuais *Helical Geared Motors - CB 00-11* [10], *Operating Instructions - Helical Gear Boxes, Shaft-mounted Helical Gear Boxes, Worm Gear Boxes, Helical-Bevel Gear Boxes* [11], *Operating Instructions - Helical Gear Boxes, Shaft-Mounted Helical Gear Boxes* [12].

Os componentes principais do redutor e a sua estrutura de montagem vem explicada no Manual de instruções da bomba [5], e as vistas explodidas podem ser visualizadas nas figuras 4 e 5 deste relatório. Também se acompanha a tabela com a referência aos vários componentes (ver tabela 1).

As características específicas (como forças, potências e dimensões) foram retiradas do catálogo *Helical Geared Motors - CB 00-11* [10], depois de ter sido consultado o número de série do redutor. Este número de série permite saber de quantos estágios é o redutor, o tamanho da carcaça, o tipo de flange, entre outras características que permitem definir o redutor.

O número de série apresentado na carcaça do redutor existente e no Manual de instruções [5] é o seguinte:

- CB9-200/L/4DF-SL – Consultado o catálogo especifica ser um produto *Bockwoldt®* de 2 estágios, accionado por motor eléctrico *Bockwoldt®* (que já tinha sido verificado anteriormente), montado por flange, com rolamentos de alta capacidade de carga.

As características deste modelo vêm apresentadas na tabela 1 (rectângulo a vermelho):

Tabela 1 - Características do redutor da bomba da ETAR [10].

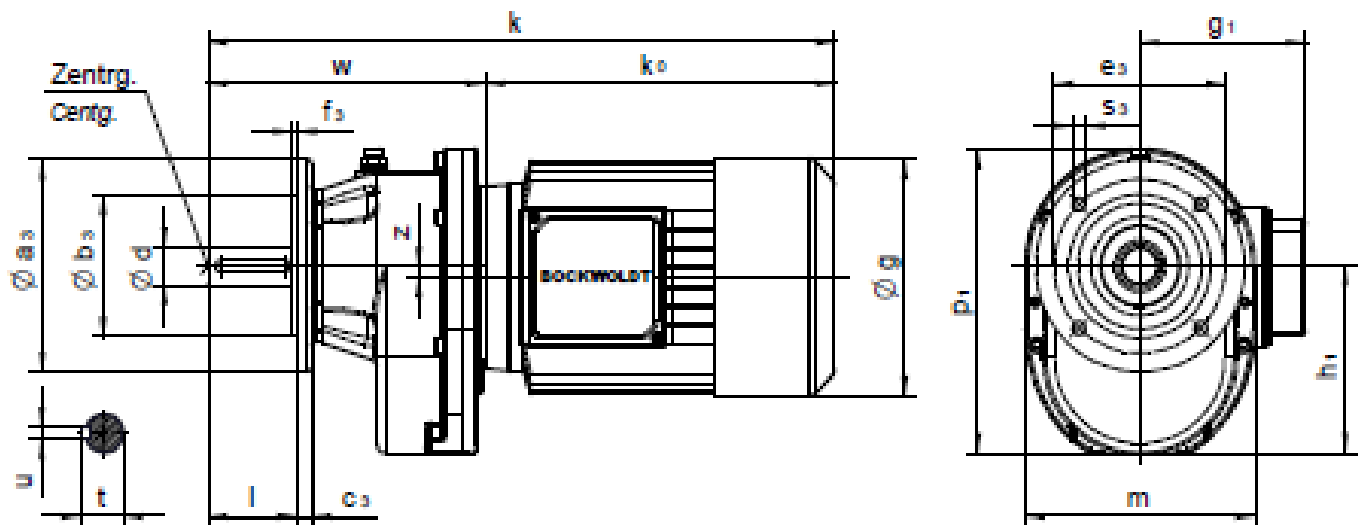
P [kW]	n_2 [min ⁻¹]	i	M_{n2} [Nm]	f_B	F_r HL [N]	F_r SL [N]	Typ/Type	~ m [kg]	Maße/Dim. Seite/Page
30	82,6	17,92	3,298	1,8	—	52,750	CB 11 - 200LHMD	500	98
	91,5	16,17	2,973	1,3	8,180	22,580	CB 9 - 200LHMD	320	98
	91,5	16,17	2,973	2,0	—	51,300	CB 11 - 200LHMD	500	98
	103	14,39	2,648	0,9	3,710	18,110	CB 7 - 200LHMD	271	98

Além destas características, também se apresenta uma tabela (tabela 2) com as dimensões da carcaça do redutor, ou melhor, do acoplamento redutor/motor eléctrico, que está montado na ETAR. O redutor em questão vem assinalado com um rectângulo vermelho.

São de elevada importância as dimensões apresentadas na tabela 2, uma vez que o factor de espaço de manobra dos operadores constitui um aspecto a não esquecer, durante o projecto de uma solução para a bomba.

O veio de accionamento da bomba é dependente do redutor, ou seja, é o veio do redutor que acciona directamente a bomba, sem que haja um elemento intermediário para esta função. Vejamos a figura presente na tabela 2:

Tabela 2 - Dimensões do redutor/motor eléctrico da bomba da ETAR [10].



Typ Type	Abmessungen Getriebemotor Dimensions Helical Geared Motors													Abmessungen Abtriebsflansche Dimensions Output Flanges					
	$\varnothing d \times l$	$\varnothing g$	g_1	h_1	k	k_0	m	p_1	t	u	w	z	Zentrg. Centg.	$\varnothing a_1$	$\varnothing b_1$	$\varnothing c_1$	$\varnothing d_1$	f_1	$\varnothing e_1$
CB 6 - 90 LH / DF 100 LH / DF 112 MH / DF 132 SH / DF 132 MH / DF 160 MH / DF 160 LH / DF 160 MH / DF 180 LH / DF 200 LH / DF	$\varnothing 50 \times 110$	193 217 232 279 279 314 314 370 370 415	154 165 179 200 200 251 251 267 267 300	248	620 680 720 768 768 841 876 900 935 988	301 361 401 449 449 522 557 581 616 669	294	380	53,5	14	319	0	D8 M 16	250 300 350	180 230 250	18 20 20	215 265 300	4 4 5	4 x $\varnothing 14$ 4 x $\varnothing 14$ 4 x $\varnothing 18$
CB 7 - 100 LH / DF 112 MH / DF 132 SH / DF 132 MH / DF 160 MH / DF 160 LH / DF 160 MH / DF 180 LH / DF 200 LH / DF 225 SH / DF 225 MH / DF	$\varnothing 60 \times 140$	217 232 279 279 314 314 370 370 415 465 465	165 179 200 200 251 251 267 267 300 328 328	277	767 807 855 855 928 963 987 1022 1075 1091 1128	381 401 449 449 522 557 581 616 669 685 722	330	447	64	18	406	0	D8 M 20	300 350 400 450	230 250 300 350	22 20 22 22	265 300 350 400	4 5 5 5	4 x $\varnothing 14$ 4 x $\varnothing 18$ 4 x $\varnothing 18$ 8 x $\varnothing 18$
CB 8 - 132 SH / DF 132 MH / DF 160 MH / DF 160 LH / DF 160 MH / DF 180 LH / DF 200 LH / DF 225 SH / DF 225 MH / DF 250 MH / DF	$\varnothing 75 \times 140$	279 279 314 314 370 370 415 465 465 506	200 200 251 251 267 267 300 328 328 368	310	901 901 974 1009 1033 1068 1121 1136 1174 1236	449 449 522 557 581 616 669 685 722 764	370	500	79,5	20	452	0	D8 M 20	350 400 450	250 300 350	20 22 22	300 350 400	5 5 5	4 x $\varnothing 18$ 4 x $\varnothing 18$ 8 x $\varnothing 18$

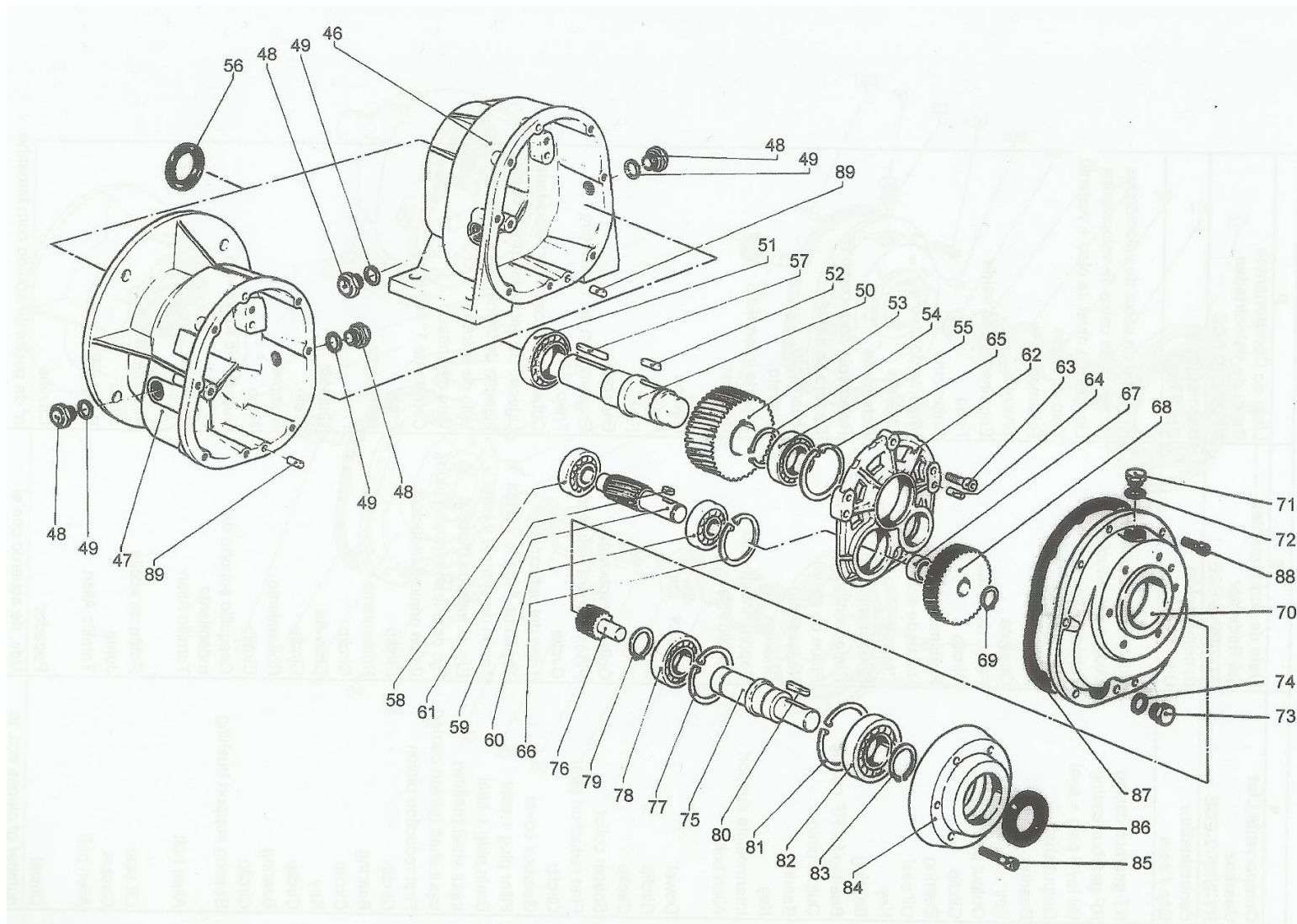


Figura 4 - Vista explodida do redutor da solução existente na ETAR [5].

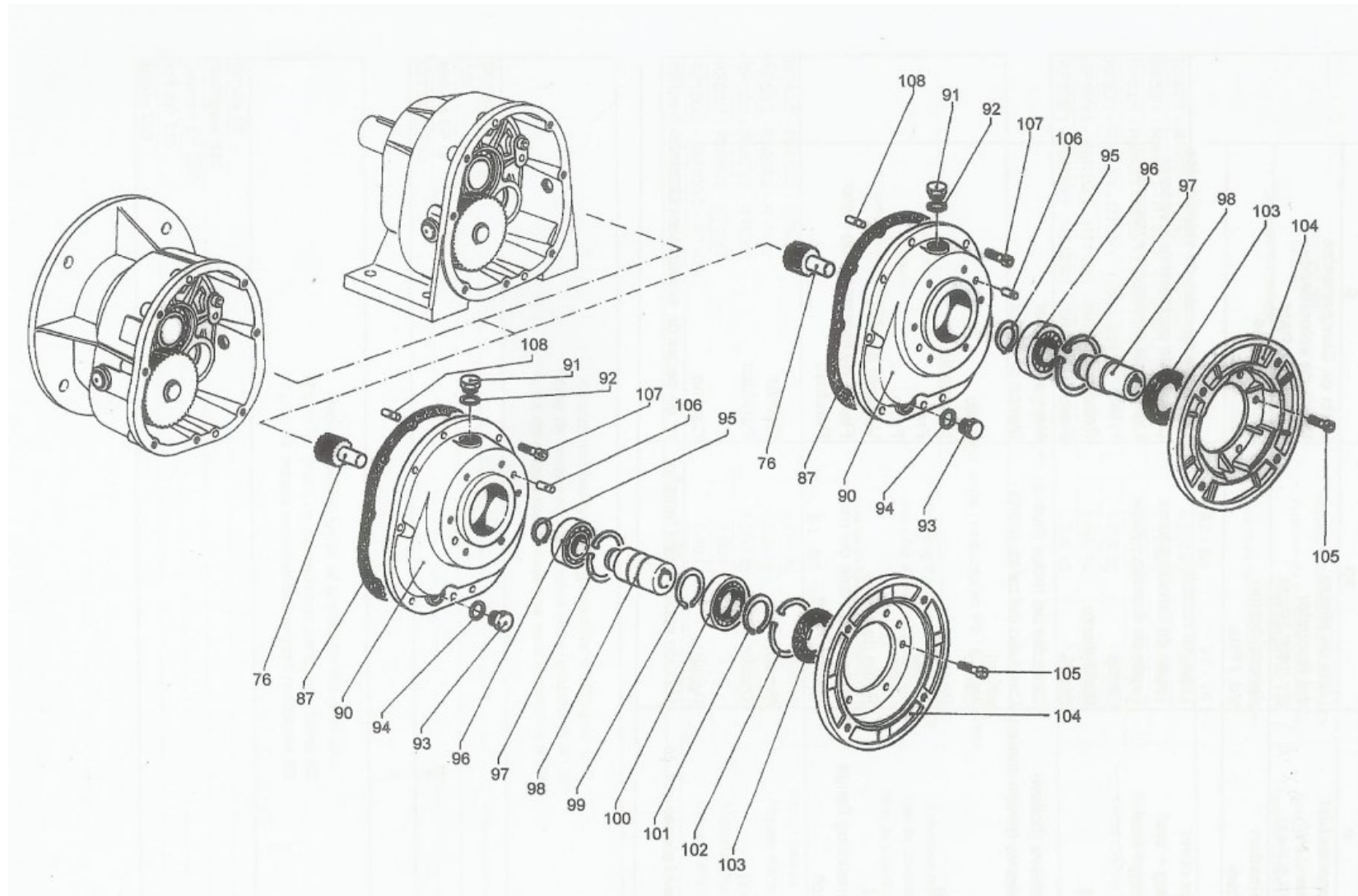


Figura 5 - Vista explodida (com falange) do redutor existente na ETAR [5].

Tabela 3 - Lista de peças do redutor da bomba da ETAR [5].

Qty.	item	e	sp	p
		Components List Gearbox RT-2/RF-2-ECE	Lista de componentes del Reductor RT-2/RF-2-ECE	Lista de Componentes Caixa de Velocidades RT-2/RF-2-ECE
		denomination Qty. / item	denominación Ud. / Pos.	denominação Qtd. / item
1	46	RT gearbox casing	Cuerpo del reductor RT	RT corpo da caixa de velocidades
1	47	RF gearbox casing	Cuerpo del reductor RF	RF corpo da caixa de velocidades
*	48/49	Oil level plug + seal	Tapón y junta	Ligação do nível de óleo + vedante
1	50	Output shaft	Eje de salida	Veio de saída
1	51	Bearing	Rodamiento	Rolamento
1	52	Key	Chaveta	Chaveta
1	53	Output gear	Piñón de salida	Engrenagem de saída
1	54	Circlip	Circlip	Freio
1	55	Bearing	Rodamiento	Rolamento
1	56	Oil seal	Retén de aceite	Vedante do óleo
1	57	Key	Chaveta	Chaveta
1	58	Bearing	Rodamiento	Rolamento
*	58	Bearing for RF casing	Rodamiento para cuerpo RT	Rolamento para corpo RF
1	59	Output pinion	Piñón de salida	Carreto de saída
1	60	Bearing	Rodamiento	Rolamento
1	61	Key	Chaveta	Chaveta
1	62	Intermediate support	Soporte intermedio	Suporte intermédio
4	63	Allen bolt	Tornillo Allen	Parafuso
2	64	Dowel	Pasador	Cavilha
1	65	Circlip	Circlip	Freio
1	66	Circlip	Circlip	Freio
1	67	Spacer collar	Collarín espaciador	Espaçador
1	68	First reduction gear	Piñón primera reductora	Engrenagem de 1ª redução
1	69	Circlip	Circlip	Freio
1	70	Gearbox cover	Tapa del reductor	Cobertura da caixa de velocidades
1	71/72	Filler plug + seal	Tapón de llenado y junta	Ligação de enchimento + vedante
*	73/74	Drain plug + seal	Tapón de drenaje y junta	Ligação de drenagem + vedante
1	75	Input shaft (hollow)	Eje de entrada (hueco)	Veio de entrada
1	75	Input shaft (pinion carrier)	Eje de entrada (porta piñón)	Veio de entrada
1	76	First reduction pinion	Piñón primera reductora	Carreto de 1ª redução
1	77	Circlip	Circlip	Freio
1	78	Bearing	Rodamiento	Rolamento
*	79	Circlip	Circlip	Freio
1	80	Key	Chaveta	Chaveta
*	81	Circlip	Circlip	Freio
1	82	Bearing	Rodamiento	Rolamento
1	83	Circlip	Circlip	Freio
1	84	Bearing support bushing	Casquillo soporte del rodamiento	Suporte do rolamento
6	85	Allen bolt	Tornillo Allen	Parafuso
1	86	Oil seal	Retén de aceite	Vedante do óleo
1	90	Gearbox cover	Tapa del reductor	Cobertura da caixa de velocidades
1	91/92	Filler plug + seal	Tapón de llenado y junta	Ligação de enchimento + vedante
*	93/94	Drain plug + seal	Tapón de drenaje y junta	Ligação de drenagem + vedante
1	95	Circlip	Circlip	Freio
1	96	Bearing	Rodamiento	Rolamento
1	97	Circlip	Circlip	Freio
1	98	Motor sleeve (hollow)	Casquillo del motor (hueco)	Manga do motor
*	98	Motor sleeve (pinion carrier)	Casquillo del motor (porta piñón)	Manga do motor
*	99	Circlip	Circlip	Freio
*	100	Bearing	Rodamiento	Rolamento
*	101	Circlip	Circlip	Freio
*	102	Circlip	Circlip	Freio
1	103	Oil seal	Retén de aceite	Vedante do óleo
1	104	Motor mounting flange	Brida de montaje del motor	Flange de montagem do motor
6	105	Allen bolt	Tornillo Allen	Parafuso
*	106	Dowel	Pasador	Cavilha
*	107	Allen bolt	Tornillo Allen	Parafuso
2	108	Dowel	Pasador	Cavilha

2.2.3. A bomba

Como será explicado no capítulo 4, as bombas de cavidades progressivas são caracterizadas, principalmente, pelo formato do rotor/estator. Esta conjugação, que funciona num género de parafuso/porca, é que define a maior parte dos parâmetros de funcionamento da bomba. A referência ao rotor e estator já foi feita no subcapítulo 2.1, sendo que a abordagem mais pormenorizada só poderá ser explicada mais à frente, depois de ter sido objecto de estudo o tipo de bomba em questão.

Relativamente à bomba, é importante salientar a pressão elevada a que trabalha, que podemos consultar no anexo 1, na página III, assim como as restrições que apresentam, em termos de montagem e desmontagem do rotor, que é necessário substituir periodicamente.

A abordagem da tese faz-se, sobretudo, no sistema de accionamento da mesma, não sendo explorado em muito pormenor o funcionamento da bomba existente no local, mas sim, como se verá nos capítulos 3 e 4, o funcionamento deste tipo de bomba em geral. Assim, deve-se ter em atenção os desenhos 2D, apresentados no anexo I, como forma de perceber a estrutura da bomba e a necessidade de espaço para montagem e desmontagem.

Associado ao accionamento está o sistema de vedantes existente. Também este é um foco problemático, uma vez que o veio de accionamento é o próprio veio do redutor, sendo necessário garantir aqui um empaque adequado. O modelo de empaque apresentado na bomba da ETAR é um modelo simples por vedantes colocados numa caixa de empaques. As características podem também ser consultadas no Manual de instruções [5] e no site da SEEPEX® [6].

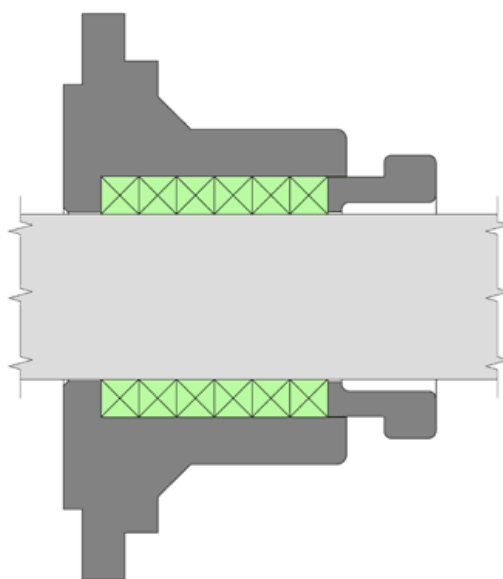


Figura 6 - Sistema de empaque existente na bomba da ETAR [6].

Como é possível visualizar pela figura 6, é um sistema simples com 6 tranças e com as seguintes características:

- Variação de pressão: -0.5 bar a 2 bar ;
- Não permissível a sólidos;
- Material: K 41 (consultar anexo 2 para ver referência ao material).



Figura 7 - Exemplo de trança em K41 [39].

O material K41 é um polímero especial, com mistura de borrachas em nylon e silicone. A referência da sua utilização foi consultada no Manual de instruções [5].

2.3. Problemas do modelo existente

A base de estudo desta tese foi solucionar os problemas existentes no protótipo aplicado, como já se referiu. De facto, após vários anos de prática (praticamente, desde a sua utilização na ETAR – ano 2001) que a bomba em questão revelou alguns problemas críticos relacionados com o seu projecto de fabrico. Embora não haja uma referência bibliográfica para estes problemas, os anos de prática mostraram que estes surgiam, nos mesmos sítios, com uma frequência superior à esperada. Os problemas críticos que se enumeram, e que serão caso de análise e melhoramento, referem-se, sobretudo, ao acoplamento motor eléctrico/redutor, ao redutor e ao acoplamento redutor-bomba. Primeiramente, irão ser expostos os problemas e depois uma explicação (não muito detalhada) da razão que os poderá provocar.

Os principais problemas que surgem são os seguintes:

1. A vida útil dos rolamentos do redutor é, substancialmente menor que a vida útil prevista nos catálogos;

2. O modelo de empaque deteriora-se com uma rapidez muito superior à prevista;
3. A fixação do conjunto, motor eléctrico/redutor, à bomba, ganha folgas superiores às suportáveis para o funcionamento correcto do sistema;
4. Há uma destruição de elementos, designadamente, veios, caixa e rodas dentadas, que não deveria acontecer se o funcionamento fosse o previsto;
5. Existe uma fuga de lama que é bombeada para o acoplamento, motor eléctrico/redutor, que não deveria acontecer em condições normais de funcionamento.

Depois de relatados os problemas, pelo responsável da manutenção fez-se uma análise às possíveis razões destes surgirem, para ser possível projectar um modelo que prevenisse, pelo menos, de alguma forma, os mesmos. Assim, chegasse, rapidamente, a algumas conclusões prévias, do que poderá originar os problemas:

1. A forma de montagem, por flange directa (ver figura 8), com ligações aparafusadas, implica que a montagem e desmontagem da mesma, de forma periódica, provoque uma folga nas ligações e uma maior corrosão dessa zona. Tal facto, aliado à força que está sujeita a ligação (encontram-se em balanço – força exposta a vermelho na figura 8), provoca folgas que, consequentemente, desalinha os veios da bomba com o veio do conjunto motor eléctrico/redutor, criando esforços, que são prejudiciais aos rolamentos, à lubrificação do redutor, e a outros componentes;
2. A força axial a que a bomba trabalha é de uma ordem de grandeza considerável (análise feita em pormenor no capítulo 5). Esta força, quando não controlada nos limites da bomba, é transmitida para o conjunto, motor eléctrico/redutor, e provoca o deslocamento horizontal dos elementos (ver figura 9), que, por sua vez, provoca a destruição dos rolamentos, veios e rodas dentadas de forma célere.
3. Aliado ao que foi descrito no ponto 1, o veio do redutor, sendo o veio que acciona a bomba (isto é, o veio encontra-se na carcaça da bomba) vai provocar o indesejável esforço transversal sobre o empaque, fragilizando e ocorrendo, assim, folgas na caixa de empaque. Este facto é o que provoca as fugas de lama para o conjunto, motor eléctrico/redutor (ver figura 10).
4. A fixação em balanço, que é o caso exposto, exige uma montagem de elevada precisão, uma vez que toda a carga é suportada no mesmo local [1]. A necessidade que a bomba expõe à montagem e desmontagem não é tolerável a este tipo de construção, mais adequada

a montagens/desmontagens quase permanentes. Surge, deste facto, a consequência da degradação prévia dos elementos do redutor.



Figura 8 - Exemplo de montagem motor eléctrico/redutor à bomba por flange [7].

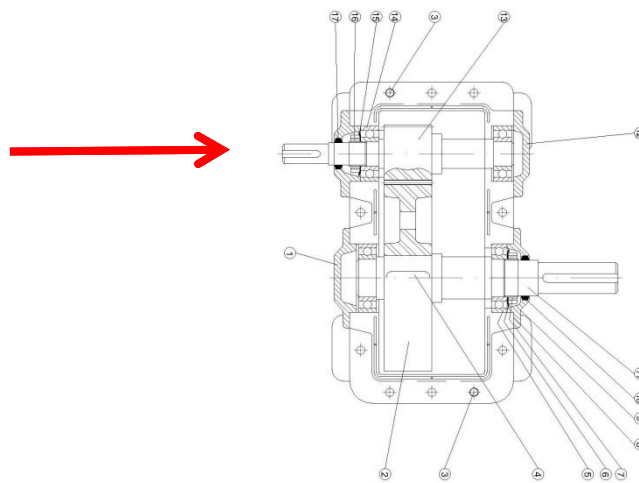


Figura 9 - Exemplo de redutor com aplicação de força axial [20].

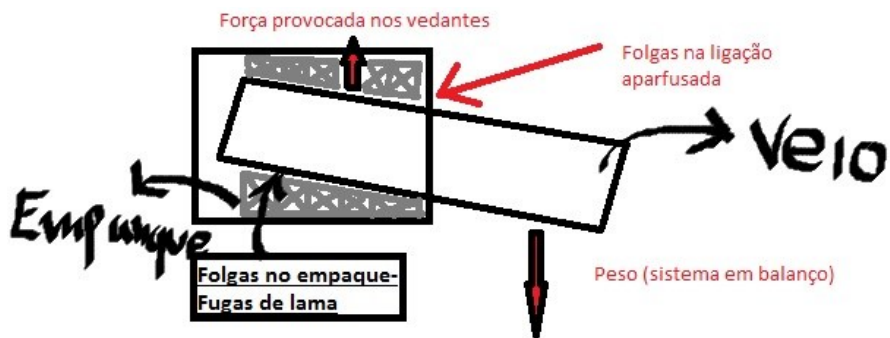


Figura 10 - Demonstração das folgas no empaque.

Capítulo 3

Introdução às bombas volumétricas

3.1. Revisão de bombas em geral

A bomba é uma das invenções mais antigas com o objectivo de converter energia natural em trabalho útil, sendo apenas antecédida pela técnica de velejar. É, certamente, a máquina mais antiga a converter energia natural, de forma a evitar o uso da força do homem [13].

Entre as primeiras bombas que existiram, a mais conhecida é o *Parafuso de Arquimedes*, cujo princípio é ainda usado hoje em dia. Usa-se, sobretudo, em aplicações onde o líquido é viscoso, muitas vezes misturado com lixo ou outros sólidos.

Um facto interessante, que, apesar de a tecnologia se ter desenvolvido exponencialmente, desde o aparecimento das bombas, incluído aqui a transformação da energia da água e sobressaindo neste campo a fissão nuclear, as bombas continuam a ser provavelmente a segunda máquina mais usada, superada apenas pelo motor eléctrico.

Dada a longínqua existência das bombas e a sua ampla utilização, não surpreende o facto de estas serem produzidas numa variedade de tamanhos e tipos quase interminável sendo ramo de aplicação das mesmas igualmente vasto. E, embora esta variedade tenha contribuído para a existência de uma vasta literatura sobre o assunto, também foi a razão para a publicação de trabalhos confusos e de difícil compreensão. Eis, pois, a razão pela qual o tema, Bombas, seja ainda objecto de muita discussão [13].

A bomba é um componente mecânico que move líquido de uma área para outra através do aumento da pressão do líquido, aumento este que deve ser de tal forma que os efeitos combinados de fricção, gravidade e pressão do sistema seja vencido e o líquido se desloque. Embora exista uma grande variedade de bombas, mais de 80% das bombas usadas na indústria são do tipo centrífugas, avanço simples ou de sucção [14].

As bombas podem classificar-se, com base nas suas aplicações, nos materiais pelas quais são construídas, nos líquidos que transportam ou pela orientação que apresentam.

A classificação das bombas, ao longo desta tese, será baseada na descrita no livro *Pump Handbook* [13]. A classificação apresentada pelos autores, segue um esquema que começa por definir que tipo de energia é associada ao fluido, qual o objectivo em que a bomba está aplicada, e, por fim, refere-se à geometria específica que a bomba tem.

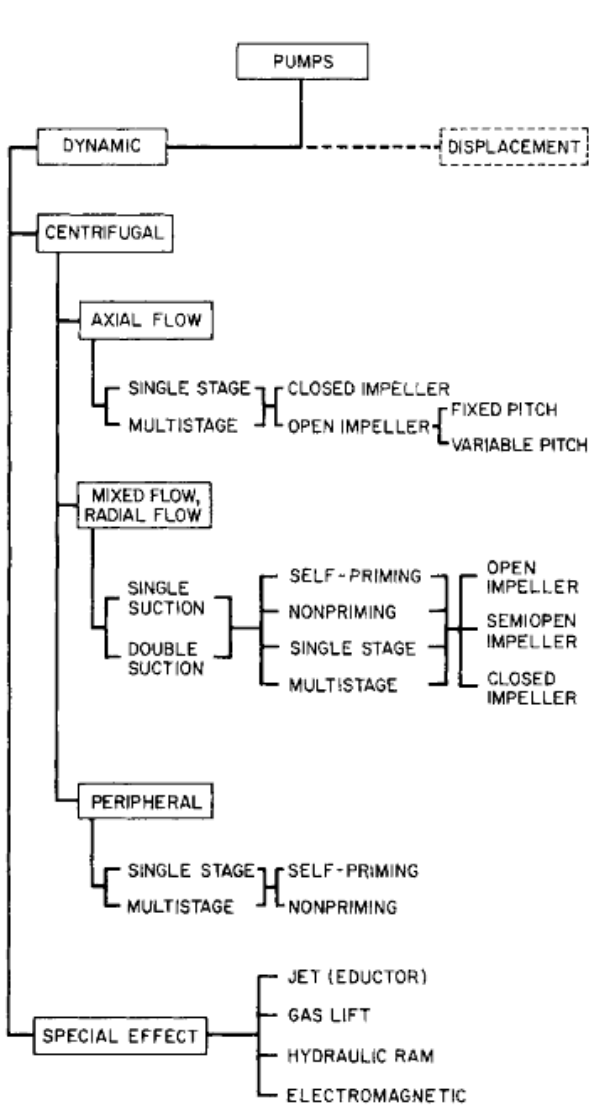


Figura 11 - Classificação de bombas dinâmicas [13].

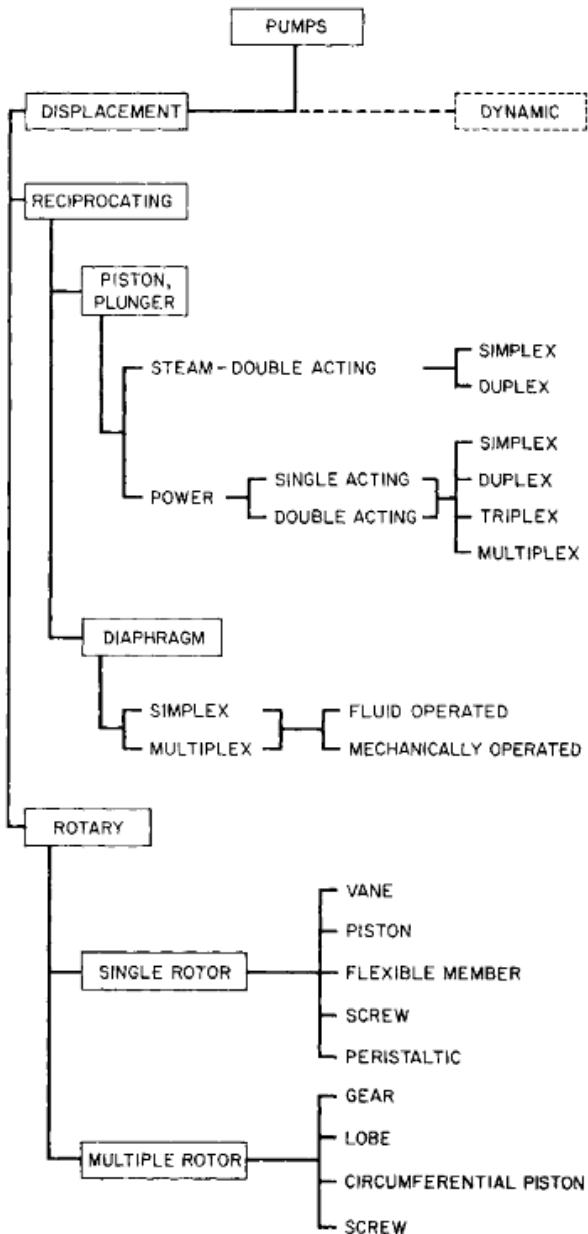


Figura 12 - Classificação de bombas de deslocamento [13].

Segundo o sistema, temos as bombas divididas em duas grandes categorias: **Bombas dinâmicas** e **Bombas de deslocamento** [13].

Nas bombas dinâmicas, a energia é continuamente adicionada, para que a velocidade do fluído aumente, no interior da máquina, para valores superiores aos que ocorrem na zona de descarga, que, consequentemente, irá provocar um aumento de pressão. Nas bombas de deslocamento, a energia é transferida por acção de uma ou mais fronteiras móveis dentro do mesmo número de volumes fechados, resultando num directo aumento de pressão até ao valor necessário, para que o fluído se desloque até à zona de descarga.

Nas figuras 11 e 12 apresenta-se um esquema de classificação das bombas, conforme o livro *Pump Handbook* [13].

Durante um certo período de tempo as bombas centrífugas referiam-se simplesmente, a bombas com acção de forças centrífugas. Mais tarde, esta classe de bombas, passou a incluir bombas com escoamento axial, ficando a concepção de acção centrífuga inadequada, para explicar o funcionamento de bombas axiais. Contudo, o estudo de bombas axiais, como uma classe singular, não se justificava, uma vez que estas, hidraulicamente, acabam por representar um extremo de uma série contínua de bombas centrífugas. Esta série deriva nos mesmos métodos teóricos de cálculo e projecto [15]. Assim, as bombas de deslocamento axiais continuam a ser classificadas como rotativas ou centrífugas.

3.2. Bombas de Parafuso

3.2.1. O Funcionamento e Aplicações

As bombas de parafuso constituem um tipo especial de bombas rotativas de deslocamento positivo, nas quais o fluxo do líquido, através dos elementos da bomba, é, essencialmente, axial. O líquido é transportado no rotor ou nos rotores, e movimentado, axialmente, pela rotação do parafuso ou dos parafusos. Podemos ver na figura 13 dois exemplos de deslocamento de caudal.

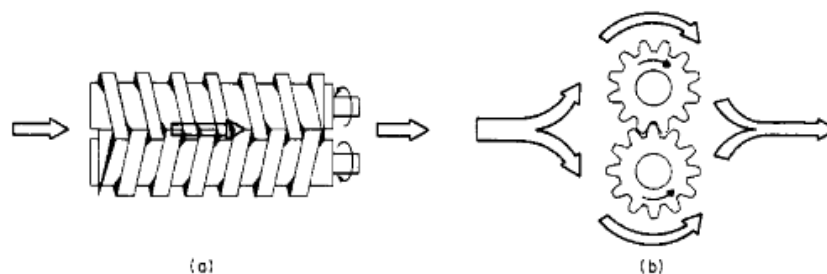


Figura 13 - Esquemas de parafuso e engrenagens ilustrativos de movimento de fluxo axial(a) e movimento circunferencial (b) [13].

De todos os tipos de bombas rotativas, apenas as bombas de parafuso permitem um escoamento de caudal axial e baixas velocidades internas, factos que permitem uma série de vantagens quando a agitação ou turbulência do líquido são factores a considerar.

As aplicações de bombas parafuso são variadas, estando presentes na indústria naval, na marinha, e na indústria petrolífera, assim como nos portos marítimos, accionamentos hidráulicos para a marinha e máquinas ferramentas, entre outros. A bomba parafuso suporta uma variedade enorme de viscosidades, desde melaço até gasolina, bem como líquidos sintéticos. As pressões podem variar entre 3,5 a 350 *bar* e o caudal pode atingir os 1820 m^3/h .

Devido à baixa inércia das partes rotativas deste tipo de bombas, estas são capazes de operar a velocidades superiores às de outras bombas rotativas de tamanho idêntico. Existem bombas de óleo de turbinas a trabalhar à velocidade de 10000 *rpm* ou mais. As bombas de parafuso, tal como outras bombas rotativas, apresentam características de escoamento de caudal, que são independentes da pressão, exigindo apenas uma viscosidade do líquido suficiente, para que este seja bombeado [13].

3.2.2. Tipos de bombas de parafusos

As bombas de parafusos são normalmente classificadas, consoante sejam constituídas por um ou vários rotores.

As bombas de parafusos simples ou bombas de cavidade progressiva, apresentadas na figura 14, contêm um rotor, cujo movimento é excêntrico ao eixo de rotação e contacta com as paredes internas do estator. Contrariamente, o estator é feito para oscilar em torno do eixo da bomba.

As bombas de múltiplo parafuso apresentam-se numa ampla variedade de formas e dimensões. Todas elas são constituídas por um rotor condutor e um ou mais rotores vedantes. A maioria dos fabricantes apresenta duas configurações básicas: saída única (ver figura 15) ou duas saídas (ver figura 16), das quais a última é a mais conhecida.

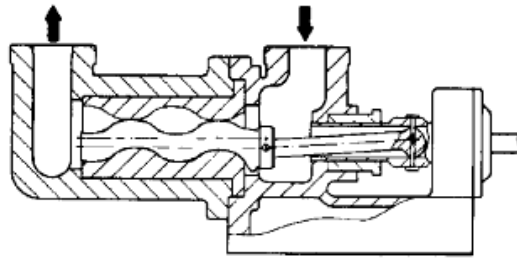


Figura 14 - Bomba de cavidade progressiva (*Progressive Cavity Pump*) [13].

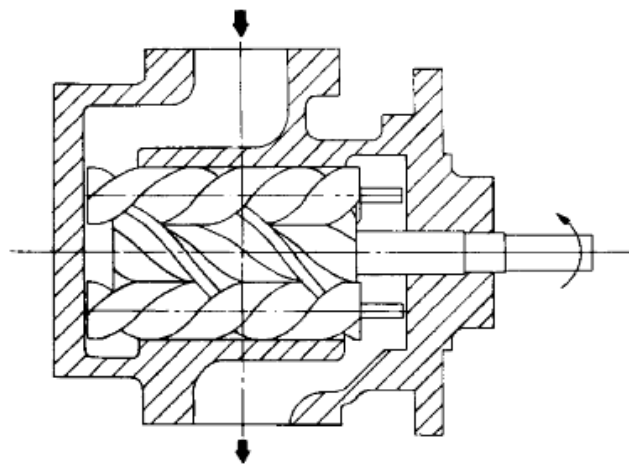


Figura 15 - Bomba de Parafusos múltipla de saída única [13].

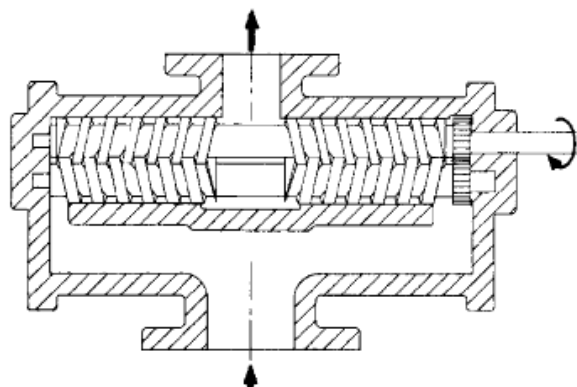


Figura 16 - Bomba de Parafusos múltipla de saída dupla [13].

Como em todas as bombas, existem vantagens e desvantagens neste tipo de bombas, que devem ser tidas em conta na selecção para uma determinada aplicação. As *vantagens* das bombas de parafusos consistem no seguinte [13]:

- Uma ampla gama de caudais e pressões;
- Uma ampla gama de líquidos e viscosidades;
- Capacidade para altas velocidades, permitindo uma liberdade enorme na escolha do accionamento;
- Baixas velocidades internas;
- Tolerância elevada à presença de ar e outros gases;
- Baixas velocidades que evitam agitação e formação de espuma no líquido;
- Baixas vibrações mecânicas e silenciosas;
- Fácil instalação e manutenção;
- Tolerância elevada a contaminações, quando comparada com outras bombas rotativas.

As *desvantagens* são [13]:

- Preços elevados devido às tolerâncias minuciosas aliadas a uma facilidade de movimento;
- Características sensíveis à mudança de viscosidade;
- Quando a altas pressões, requerem elementos compridos, provocando restrições de tamanho da bomba.

3.2.3. Teoria das bombas de parafusos

Teoria: Nas bombas de parafusos, são as apertadas tolerâncias das roscas nos rotores e o ajustamento com o estator que cria um ou mais conjuntos de vedantes num ciclo desde a zona de entrada até a zona de descarga da bomba. As cavidades criadas, retêm o líquido na zona de entrada e transportam-no até à zona de descarga, promovendo, desta forma, o escoamento suave [13].

Uma vez que são máquinas de deslocamento positivo, estas transportam uma determinada quantidade de líquido em cada rotação dos rotores. Esta quantidade pode ser definida em termos de volume deslocado V_D , que é, teoricamente, o volume transportado por rotação, dependente somente das dimensões dos rotores. Este volume é medido em (mm^3/rev) . Pode-se ainda medir o caudal transportado, Q_t , medido em (m^3/h) , sendo, neste caso, função do volume deslocado e da velocidade N :

$$Q_t = 6 \times 10^{-8} V_D N \quad (1)$$

O valor do caudal seria o referido na equação (1), caso não houvesse perdas internas. Contudo, estas perdas são inevitáveis, existindo sempre que a variação de pressão ocorre. Estas perdas vão alterar o valor do caudal, sendo este dado pela seguinte equação:

$$Q = Q_t - S \quad (2)$$

S corresponde às perdas internas, neste caso, escorregamento.

Se forem conhecidas as dimensões essenciais de uma bomba pode-se facilmente retirar o valor do seu caudal teórico. Para qualquer configuração de rosca, se assumirmos similaridade geométrica, o tamanho de cada cavidade é proporcional ao seu comprimento e à área de secção. O passo de rosca medido, usando o diâmetro nominal, que é utilizado para calcular a área de secção, define o comprimento. Então, o volume de cada cavidade é proporcional ao cubo do diâmetro nominal e a velocidade de rotação $N(rpm)$:

$$Q_t = kDn^3N \quad (3),$$

Ou, caso se use o passo:

$$Q_t = k_1 \times \text{passo} \times Dn^2N \quad (4),$$

Veja-se a figura 17, onde o passo é dado por $\text{passo} = KDn$, e $k = k_1K$.

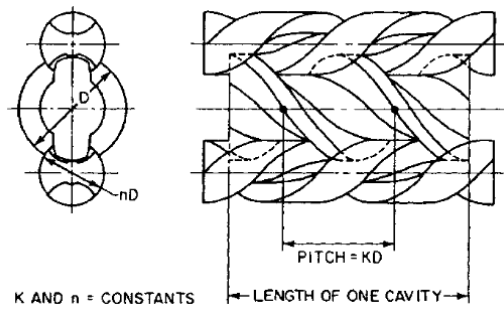


Figura 17 - Proporções numa rosca de parafuso, com passo, diâmetro e comprimento de cavidade [13].

Posto isto, vê-se que um pequeno aumento no tamanho da bomba provoca um aumento significativo no caudal.

O escorregamento, S , também pode ser calculado. Contudo, este depende de valores empíricos, desenvolvidos por experiências intensivas. Experiências que têm por base os parâmetros de dimensionamento usados por cada fabricante específico. O escorregamento, normalmente, é proporcional ao quadrado do diâmetro nominal.

Como já tinha sido mencionado anteriormente, as bombas de parafuso podem ser aplicadas numa larga variedade de pressões, que chegam até 345 bar. No caso de altas pressões as fugas internas têm que ser muito controladas. Assim, tolerâncias apertadas e uma alta eficiência de conjugação entre roscas dos rotores é necessária.

Também um conjunto de vedantes móveis extra é aplicado entre a zona de entrada e de descarga. Este conjunto adicional vai implicar um aumento significativo no comprimento dos elementos da bomba, sendo que o comprimento mínimo desta é alterado, de forma a ser possível uma maior capacidade de pressão.

As fugas internas, nos elementos da bomba, resultantes da diferença de pressão entre a zona de descarga e a zona de carga, provocam um gradiente de pressão ao longo das cavidades móveis. Este gradiente é, aproximadamente, linear quando medido em cada instante, como podemos reparar pela figura 18. O facto é que a pressão aumenta em cada movimento das cavidades, de forma gradual e uniforme, desde a zona de entrada até à zona de descarga. Resulta que, na realidade, a capacidade de pressão de uma bomba parafuso é limitada pelo aumento pressão suportada nos vedantes móveis. Este aumento de pressão é muitas vezes definido como *pressão de estanque* ou *pressão de fecho* e, em geral, anda na ordem dos 8.6 – 10 *bar* quando as tolerâncias são normais, podendo atingir os 35 *bar* quando se utilizam tolerâncias justas.

O gradiente de pressão nos vários elementos da bomba, em todos os tipos de bombas de parafusos, produz várias forças de reacção. As técnicas mecânicas e hidráulicas aplicadas para absorver estas forças de reacção são dos mais variados tipos, nas diversas bombas de parafusos produzidas pelos fabricantes. Outra diferença fundamental incide no método de ligação entre o rotor e o estator, assim como as folgas que mantêm entre eles.

Podemos ainda separar as bombas de parafusos em dois grandes tipos:

- Bomba de parafusos com rotores sincronizados;
- Bomba de parafusos com rotores dessincronizados [13].

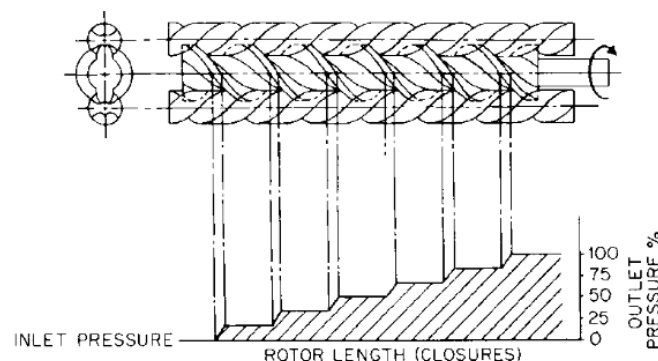


Figura 18 - Gradiente de pressão ao longo de um ciclo de um parafuso [13].

Construção: As Bombas de parafusos sincronizadas são constituídas por engrenagens sincronizadas e rolamentos de suporte dos rotores, que podem ser de dois tipos gerais: internos ou externos. A versão interna tem ambos, rolamentos de suporte do rotor e engrenagens, dentro da câmara da bomba. A dimensão é simples e o formato pouco complexo (ver figura 19).

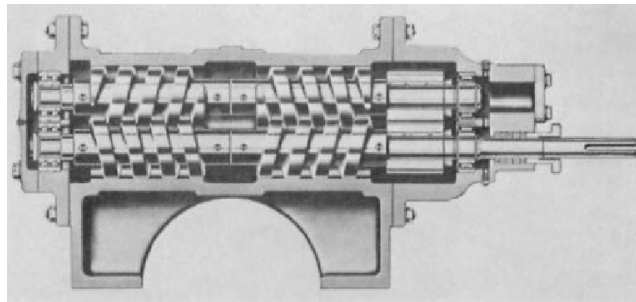


Figura 19 - Solução de engrenagens internas com saída dupla [13].

A versão externa é a mais popular e a mais utilizada. Neste caso, tanto os rolamentos de suporte do rotor como as engrenagens sincronizadas encontram-se fora da câmara da bomba (ver figura 20). Este tipo tem a possibilidade de trabalhar com uma gama de fluídos muito alargada, desde lubrificantes a não lubrificantes, e se for construída com os materiais correctos, apresenta uma boa resistência abrasiva. As engrenagens sincronizadas e os rolamentos são lubrificados por banho de óleo de fonte externa. Esta versão obriga ao uso de quatro caixas de empanque ou vedantes mecânicos, contrariamente à versão interna que utiliza apenas um vedante de veio.

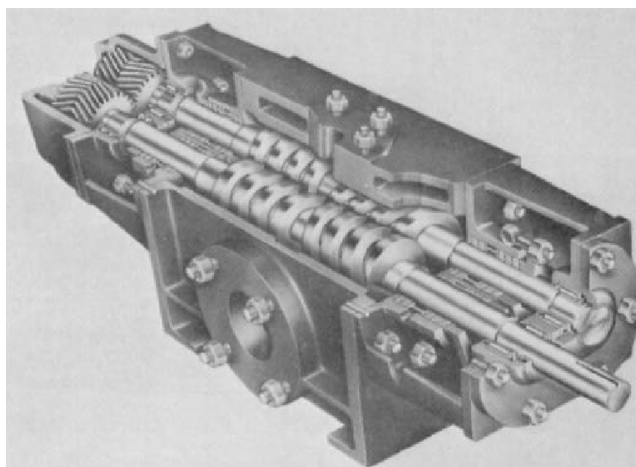


Figura 20 - Solução de engrenagens externas com saída dupla [13].

A grande vantagem das bombas de parafusos sincronizadas é a transmissão de energia por parte das engrenagens sincronizadas aos rotores, sem contacto entre as roscas dos parafusos, que prolonga, significativamente, a vida útil da bomba. Com o correcto formato e capacidade de carga, os rolamentos que se encontram no fim dos elementos rotativos podem suportar os rotores, para que estes não entrem em contacto com a caixa, não sendo necessário neste caso que o rotor seja revestido. Um conjunto desses rolamentos também posiciona e suporta as engrenagens sincronizadas. No caso de carregamentos mais exigentes, os furos do corpo actuam como rolamentos deslizantes e são um suporte adicional para os rotores.

As engrenagens sincronizadas podem ser de dentado recto ou helicoidal, em espinha, ou engrenagens em aço endurecido com perfil de dente desenhado para uma eficiente, silenciosa e positiva condução dos rotores. Os rolamentos radiais antifricção são, normalmente, do tipo dos rolamentos de carregamentos exigentes, enquanto os rolamentos axiais, que posicionam os rotores axialmente, são de duas carreiras de esferas ou de rolos.

O corpo pode ser construído numa variedade enorme de materiais, desde ferro fundido, ferro maleável, aço fundido, aço inoxidável e bronze. No caso dos furos do corpo, podem ser revestidos com crómio duro industrial para uma maior resistência abrasiva.

Uma vez que os rotores não estão em contacto metálico com o corpo ou uns com os outros, estes são também fornecidos numa variedade enorme de materiais, como ferro fundido, aço temperado, aço inoxidável, e outras ligas. O exterior dos rotores é também fornecido numa variada gama de materiais duros de revestimento, como ligas de níquel, carbono-tungsténio, óxidos de crómio ou cerâmicas.

As bombas de parafuso dessincronizadas são constituídas por rotores cujas roscas são compatíveis, de tal modo que permitem que qualquer força seja transmitida suavemente e continuamente, entre rotores, sem a necessidade de engrenagens sincronizadas. Os rotores podem ser comparados a engrenagens helicoidais de alta precisão com um valor de ângulo de Hélice elevado. Esta estrutura, normalmente, utiliza três rotores/parafusos com um rotor central ou conduzido, que engrena com dois vedantes ou rotores de forma justa, que se encontram simetricamente posicionados, segundo o eixo central (ver figura 11) [13].

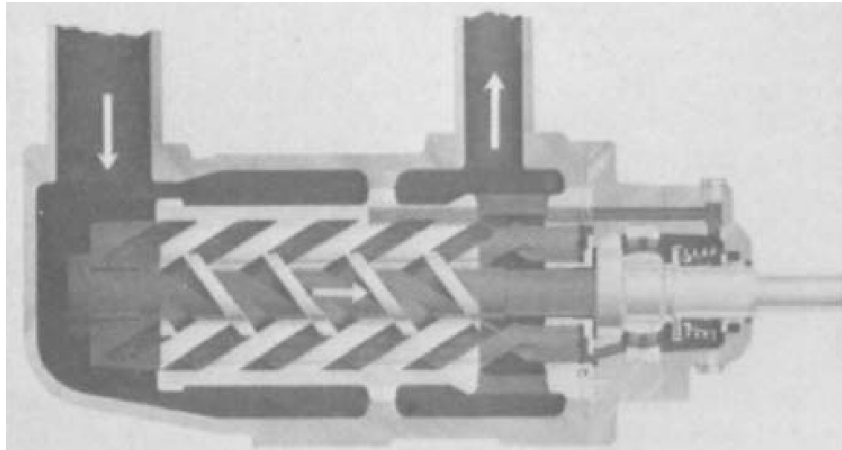


Figura 21 - Solução de saída única [13].

O uso da caixa de rotor, como único meio para suportar as forças originadas pelos rotores, é uma solução exclusiva das bombas de parafusos dessincronizadas. Nenhum rolamento exterior é necessário nestes rotores. Os próprios rotores, nos seus furos de apoio são de facto, um género de chumaceira, que gera um filme hidrodinâmico. Os parâmetros chave do tamanho do rotor, do ajustamento, do acabamento superficial, da velocidade, da viscosidade do fluído e a pressão do rolamento têm a mesma relação que numa chumaceira. Uma vez que, nesta solução, os parafusos transmitem binário uns para os outros e porque os furos do corpo suporta os rotores, o fluído bombeado deve conter propriedades lubrificantes. Por isso, esta solução não pode ser utilizada em aplicações onde o fluído contenha sólidos ou abrasivos.

Os rotores em bombas dessincronizadas são normalmente feitos em ferro fundido ou ferro fundido cinzento ou ainda em aço ao carbono. As superfícies das roscas são normalmente endurecidas para aguentarem altas pressões e resistência à abrasão. Têmpera por chama ou indução, ou nitruração são opções comuns.

Os alojamentos dos rotores são fabricados em Ferro perlítico cinzento, bronze ou ligas de alumínio. Em muitos casos, os furos, bem como os rotores, podem ser tratados com aplicações de lubrificação seca ou revestimentos duros. As caixas das bombas são fabricadas em ferro fundido cinzento ou ferro fundido, e ainda aço fundido, quando os choques são elevados ou por questões de segurança.

Em muitas aplicações, um rolamento antifricção é aplicado na ponta do veio do rotor para permitir um preciso posicionamento do veio e também uma vedação mecânica e alinhamento da ligação. Este rolamento pode ser aplicado com vedante próprio e lubrificação externa ou interna, lubrificado com o fluído bombeado. O rolamento também suporta carregamentos radiais.

Como em todas as bombas rotativas, a vedação do fluído nos veios é muito importante e quase sempre a parte crítica. Todos os tipos de vedante dinâmico rotativo foram usados em bombas de parafusos numa altura ou noutra. Excepto nas soluções que não usam vedantes, todas as bombas de parafusos necessitam de, pelo menos, um vedante dinâmico rotativo no veio principal. As bombas de parafusos sincronizadas do tipo externo, exigem ainda vedantes adicionais em cada rotor para separar o fluído bombeado do óleo lubrificante necessário, para as engrenagens e rolamentos.

Nos veios condutores, são usados vedantes mecânicos, empaques ou caixas de empaques, dependendo do fabricante e/ou da preferência do consumidor. Soluções labirinto ou soluções de agregados de vedantes com líquido estagnador são soluções usadas para líquidos muito viscosos ou substâncias corrosivas.

Muitos tipos de material são usados na superfície dos vedantes, como o carbono, bronze, ferro fundido, níquel, carbonetos ou cerâmicas, e vários elastómeros secundários de vários tipos. Em algumas soluções de bombas, os vedantes apenas estão sujeitos à pressão de sucção, enquanto noutros casos, os vedantes são sujeitos a pressão total de descarga. Apesar destas vantagens, há casos que ainda preferem as caixas de empaque, que apresentam sempre o inconveniente de uma manutenção regular e bom ajustamento, o que os torna uma opção pouco agradável. Por outro lado, uma falha num vedante mecânico provoca muitas vezes danos irreparáveis na bomba, tornando a sua escolha minuciosa [13].

Performance: Este assunto relaciona sempre a bomba de parafusos em si e onde esta é aplicada. Por isso, toda a discussão deste assunto relaciona sempre os dois. Na aplicação de bombas de parafusos, alguns factores básicos devem ser considerados para uma boa instalação. Estes são, fundamentalmente, os mesmos de sempre: o líquido a bombear e as condições de bombeamento.

Na maioria dos casos, a escolha da bomba para uma aplicação específica não é complicada se todos os parâmetros de funcionamento forem conhecidos. Contudo, é complicado obter toda esta informação, particularmente, as condições de entrada/carga de caudal e a viscosidade do fluído. É do senso comum que, enquanto máquina de deslocamento positivo, estes factores não são importantes.

Em qualquer aplicação de bomba de parafusos, independentemente do tipo de bomba, a sucção, a viscosidade e a velocidade estão relacionadas. A velocidade de operação depende da viscosidade e da sucção. Se o verdadeiro valor dos dois últimos – viscosidade e sucção – for possível obter, o problema de fazer uma boa escolha de

bomba torna-se muito mais simples e, conseqüentemente, a eficácia de funcionamento será maior.

A chave para obter um bom rendimento de uma bomba de parafusos, assim como de outra qualquer máquina de deslocamento positivo, baseia-se num completo entendimento e controlo das condições de entrada/carga e dos parâmetros velocidade e viscosidade. De forma a assegurar um silencioso e eficiente funcionamento, é necessário encher por completo as cavidades entre o rotor e a rosca com líquido, assim que elas fiquem livres para a entrada/carga de fluido, tornando este processo mais complicado com o aumento da viscosidade, velocidade ou sucção. Podemos dizer que, se o líquido for correctamente introduzido nos elementos do rotor, a bomba funcionará de forma muito satisfatória [13].

Devemos lembrar que uma bomba não puxa líquido para dentro dela, devendo existir uma força externa que realize esta acção. Normalmente, apenas a pressão atmosférica é a força presente. Todavia, em algumas aplicações, uma pressão de carga extra é possível.

É perceptível que quanto mais viscoso for o líquido, maior será a resistência ao escoamento do mesmo e, por isso, o enchimento das cavidades será mais lento. Pelo contrário, quanto menor a viscosidade, mais rápido será o enchimento das cavidades. É óbvio que, se os elementos do rotor se moverem muito rápido, o enchimento será incompleto e menor será o caudal. De forma a obter um completo enchimento, a taxa de caudal que entra na bomba deve sempre ser superior à capacidade de escoamento das cavidades [14].

A velocidade interna axial é proporcional à velocidade de rotação da bomba e ao passo de rosca. O passo de rosca, é a distância percorrida pela cavidade durante uma rotação completa do rotor.

Normalmente, as bombas de parafusos não trabalham com líquidos a uma viscosidade constante. Devido à variação de temperatura, uma variada gama de viscosidades pode ser encontrada, sabendo-se que a viscosidade mais alta resulta no arranque a frio. Uma melhor e mais económica escolha pode ser feita se obtivermos mais informação adicional. Esta informação passa por conhecer o mínimo de horas que a bomba vai operar a alta viscosidade; se o motor pode ou não trabalhar em sobrecarga temporariamente; se um motor de velocidade variável pode ser usado; e se a descarga de pressão vai ser reduzida durante o período de alta viscosidade.

Muitas vezes, apenas temos referência do tipo de líquido que é utilizado, e não a sua viscosidade. Por isso, alguns valores devem ser assumidos de acordo com os parâmetros de funcionamento.

Mesmo sendo a máxima viscosidade e o *NPSHA* (*Net Positive Suction Head Available*) esperado que determinam o tamanho da bomba e a velocidade a que esta deve trabalhar, é a viscosidade mínima que determina a capacidade da bomba. As bombas de parafusos devem sempre ser escolhidas de forma a proporcionarem uma determinada capacidade, quando a viscosidade tem o valor menor, uma vez que é, neste caso, que ocorre o maior valor de “escorregamento” (*Slip*) e consequentemente a menor taxa de caudal (ver figura 22).

Já tinha sido referido, anteriormente, que a velocidade e a viscosidade estão interligadas e é impossível considerar uma sem ter em conta a outra. Embora a velocidade de rotação seja a que se pode controlar e aplicar à bomba, a velocidade que os fabricantes devem considerar é a velocidade axial a que o líquido escoar nos rotores. Esta velocidade é função do tipo de bomba, do formato e do tamanho.

A velocidade de rotação deve ser reduzida quando os líquidos são de alta viscosidade. As razões para tal passam pela dificuldade não só em completar os elementos da bomba com líquido, mas também pela força de corte sobre o líquido provocada pelo movimento dos rotores. A redução dessas perdas é quase sempre mais importante que velocidades elevadas [13].

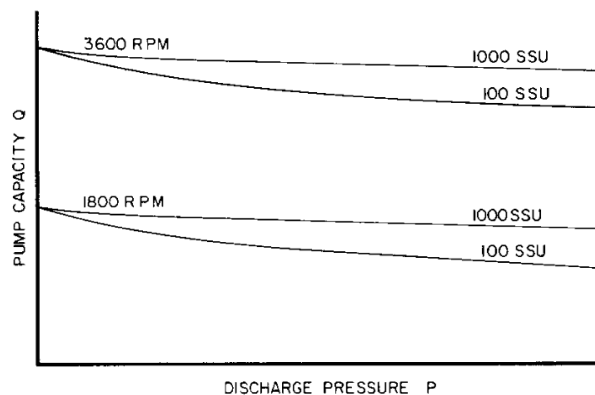


Figura 22- Relação da capacidade de caudal com a viscosidade - para duas velocidades [13].

A capacidade de caudal de qualquer bomba de parafusos, como já tinha sido referido antes, é a capacidade teórica menos os “escorregamentos” internos, no caso de os líquidos não conterem vapores.

O caudal de qualquer bomba rotativa é reduzido por:

- Diminuição da velocidade;
- Diminuição da viscosidade;
- Aumento da diferença de pressão.

A velocidade real nunca deve deixar de ser conhecida, pois, quase sempre é diferente da fornecida pelo fabricante. A velocidade é a primeira coisa a ser verificada, quando se analisa o funcionamento de uma bomba. É surpreendente a quantidade de vezes que a velocidade foi erroneamente assumida, e só mais tarde, se descobre que estava errada.

Devido a folgas internas entre rotores e estatores, baixas viscosidades e altas pressões aumentam o “escorregamento”, que resulta numa redução de caudal para uma determinada velocidade. A contribuição destas características pode variar nos vários tipos de bombas. O “escorregamento”, contudo, não é significativamente afectado por alterações na velocidade, sendo que a altas velocidades, o “escorregamento” é uma pequena percentagem do caudal total. Este factor tem elevada importância quando se utilizam líquidos de baixa viscosidade a altas pressões, particularmente, no caso de bombas de parafusos dessincronizadas, que favorecem altas velocidades, para melhores resultados e melhores eficiências volumétricas. Não se aplica, no caso de bombas com rolamentos de suporte, que têm limite de velocidade no seu funcionamento.

A eficiência volumétrica de uma bomba, E_v , é calculada como

$$E_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q - S}{Q_t} \quad (5)$$

com Q_t a variar, directamente, com a velocidade. Como já tinha sido constatado antes, a capacidade teórica de uma bomba de parafusos varia directamente com o cubo do diâmetro nominal. Por outro lado, o “escorregamento” varia numa relação próxima do quadrado do diâmetro nominal. Então, para uma velocidade constante e uma geometria fixa, se duplicarmos o valor do tamanho do rotor, resultará num valor de caudal teórico oito vezes superior e apenas num aumento do “escorregamento” de quatro vezes. Rapidamente se deduz que a eficiência volumétrica melhora, significativamente, com o aumento do tamanho do rotor.

Como já tinha sido referido em parágrafos anteriores, as bombas de parafusos não criam diferenças de pressão. Estas, simplesmente, transferem quantidades de fluído da zona de carga/entrada para a zona de descarga. A pressão que resulta na zona de descarga é, devida apenas à resistência do escoamento, durante o deslocamento do caudal no interior da bomba. O “escorregamento”, numa determinada bomba, é um dos factores chave, que determina a gama de valores a que a bomba pode operar, que é normalmente bem definida pelo fabricante.

A potência de accionamento, necessária para accionar uma bomba de parafusos é a soma dos quilowatts exigidos pela potência teórica do líquido e as perdas internas. A potência teórica do líquido é o trabalho realizado pela variação de pressão do fluído desde a zona de entrada/carga até à zona de descarga.

Recorde-se que todo o trabalho é realizado no fluído da capacidade teórica da bomba, e não apenas no fluído de capacidade real. A potência de uma bomba de parafusos é dada por quilowatts. A potência teórica do líquido pode ser calculada por:

$$tkW = \frac{Q_t \Delta P}{36} (Kw) \quad (6)$$

Note-se que a potência teórica do líquido é independente da viscosidade e é apenas função das dimensões físicas dos elementos da bomba, da velocidade de rotação e do diferencial de pressão [13].

As perdas internas podem ser de dois tipos: *mecânicas* ou *viscosas*. As perdas mecânicas incluem toda a energia que é necessária para superar a força de arrasto de todas as partes móveis da bomba, incluídos rotores, rolamentos, engrenagens, e vedantes mecânicos [14]. As perdas viscosas incluem toda a energia perdida pelo efeito de arrasto sobre todas as partes da bomba, assim como a força de corte que atua sobre o próprio fluído. É provável que as perdas mecânicas sejam dominantes quando se opera a viscosidades baixas e altas velocidades, e que as perdas viscosas sejam mais notórias quando se opera a velocidades baixas e altas viscosidades.

Geralmente, as perdas para um dado tipo e tamanho de bomba variam com a viscosidade e com a velocidade de rotação, fazendo ou não variar com a pressão, dependendo, ainda do tipo e modelo da bomba em questão. Estas perdas devem sempre ser baseadas na máxima viscosidade, uma vez que elas terão o maior peso neste ponto.

A potência de saída da bomba, é a potência transmitida ao fluído pela bomba na zona de descarga. Este valor é calculado de forma semelhante à potência teórica do líquido, mas utilizamos Q em vez de Q_t . Por este motivo, o valor é sempre inferior à potência teórica do líquido. A eficiência da bomba, E_p , é a razão entre a potência de saída da bomba e a potência de accionamento(ver figura 23) [13].

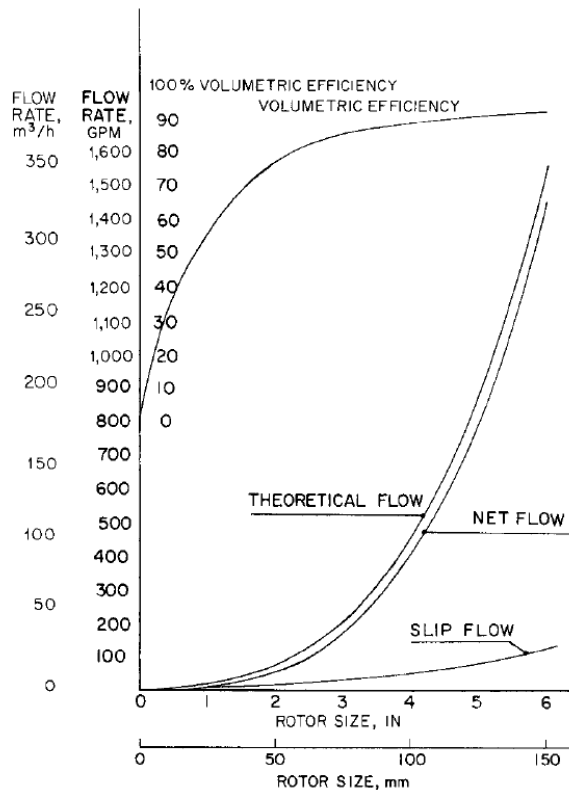


Figura 23 - Curvas de eficiência frequentes [13].

Aplicações Especiais: As bombas de parafusos foram utilizadas sempre em aplicações onde o gás presente no líquido era removido. Contudo, evoluções recentes nos processos, sobretudo na indústria petrolífera, cujos processos exigem a bombagem de líquidos com várias fases, contendo percentagens de gás variável, contrariamente ao que seria de esperar neste tipo bombas. Em muitas aplicações surgem misturas de óleo, gás, água e areia. No passado, era comum fazer uma separação dos gases do líquido e, depois, só se processava o líquido. A dificuldade em processar o gás reside, sobretudo, na necessidade de equipamento extra, como separadores, compressores, linha dupla de tubagem, o qual exige custos acrescidos para uma indústria. Então é de todo o interesse uma bomba que consiga funcionar com este líquido e, conseqüentemente, permitir poupar dinheiro em equipamento, manutenção e operação de serviços. Este tipo de aplicação exige à bomba uma versatilidade enorme, pois, terá que funcionar com grandes quantidades de líquido, num momento e, num curto espaço de tempo, passar a funcionar com grandes quantidades de gás. Tudo isto mantendo a pressão de descarga necessária.

Quando se encontram a operar produtos com várias fases, que contenham altas quantidades de espaços vazios ocupados com gás (*gas void fractions-GVF*), a bomba deve ser estruturada com um passo pequeno, de forma a formar um número suficiente de empanques. A solução para tornar possível esta aplicação dos produtos

com várias fases consiste em assegurar a presença de uma certa quantidade de líquido, que irá vedar as folgas da rosca e reduzir o “escorregamento”.

Quando se bombeia líquidos, o “escorregamento” pelas folgas internas é directamente proporcional à diferença de pressão e inversamente proporcional à viscosidade. Contudo, em aplicações de produtos com várias fases, face ao aumento de GVF, o “escorregamento” diminui, até que o caudal de entrada seja igual ao caudal máximo que a bomba é capaz de bombear. Podemos verificar tal facto, se analisarmos a queda de pressão de produtos de várias fases num número finito de folgas. Esta análise teórica comprova que uma reduzida quantidade de líquido é suficiente para vedar estas folgas e reduzir o “escorregamento” para valores quase nulos. A figura 21 mostra características de uma bomba de parafusos quando aplicada uma solução de produto com várias fases, estando a bomba a operar com misturas de ar e água, para vários valores de GVF.

Devemos realçar que as bombas de parafusos devem ser dimensionadas para as várias condições de volume de entrada/carga. Uma vez que a porção de gás é uma parte compressível, a pressão e a temperatura de entrada/carga devem ser conhecidas de forma a calcular o volume de gás. A bomba admite uma quantidade de volume de produto assim, a quantidade de volume a ser bombeado vai depender de quanto deste volume é ocupado por gás na entrada dos parafusos [13].

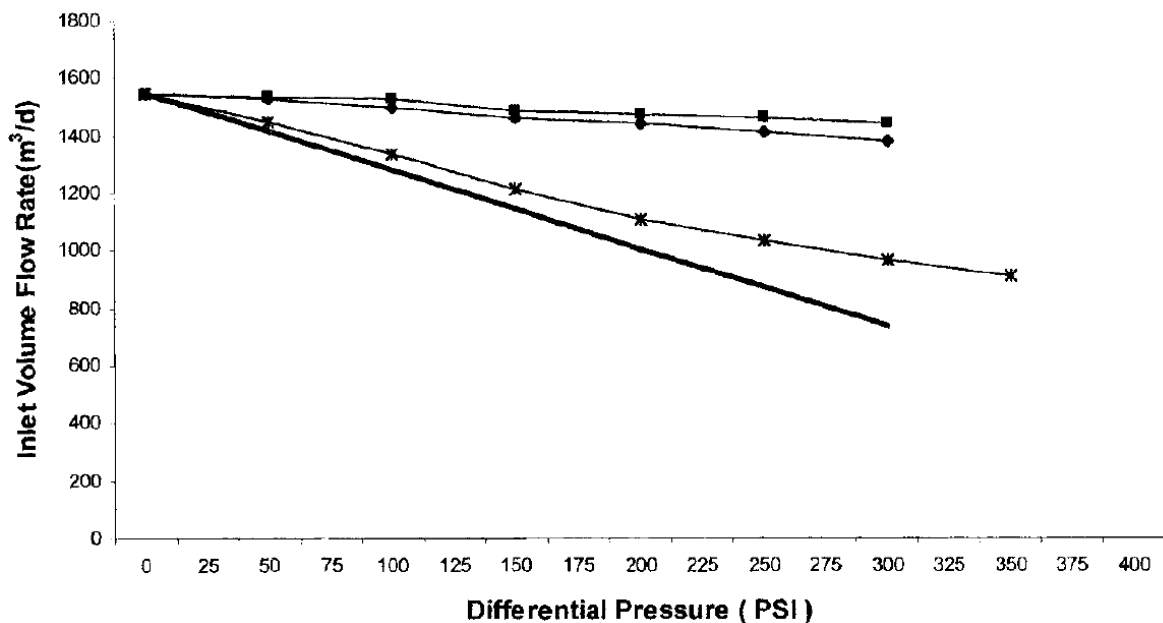


Figura 24 - *Performance* frequente de uma bomba de parafusos com um produto de várias fases [13].

Instalação e Operação: Nas bombas rotativas, o rendimento pode ser melhorado e a vida prolongada, se uma boa instalação e um correcto funcionamento forem aplicados.

As resistências ao escoamento de caudal são normalmente devidas a diferenças de altura, resistências ou restrições, como orifícios e atrito nos tubos. Nada se pode fazer relativamente às diferenças de altura, uma vez que é essa a razão por que usamos a bomba. Contudo podemos fazer algumas alterações de forma a atenuar as resistências e o atrito nos tubos. Obviamente que não é possível eliminar todo atrito nos tubos, uma vez que o líquido deve ser transportado através destes. Todavia, deve ser feito o máximo esforço possível para que se use um tubo o mais largo possível, desde que, economicamente, viável. Esta acção irá certamente contribuir para uma significativa poupança de custos. Existem várias tabelas para calcular as perdas por atrito, de acordo com a combinação de tubos.

Antes de uma nova instalação ser feita, o custo de um tubo de maior diâmetro, que resultará em pressões de bombeamento mais baixas, deve ser correctamente balanceado com o custo de uma bomba mais barata, um motor mais pequeno, e poupanças de potência, em comparação com a vida útil do sistema. O custo da tubagem de tamanho maior, que irá resultar em menores pressões da bomba, deve ser cuidadosamente equilibrado com o custo de uma bomba mais económica, um motor mais pequeno, e uma economia em energia, durante a vida útil do sistema. Uma tubagem maior pode ter custos acrescidos ao princípio, mas a poupança em energia vai, certamente, compensar a diferença de gastos iniciais. Estes factos são particularmente verídicos, quando lidamos com fluidos extremamente viscosos [13].

A bomba deve ser montada numa superfície sólida e macia de fácil acesso para reparações e inspecções. É essencial que o veio condutor e o veio da bomba se encontrem num correcto alinhamento. As recomendações do fabricante, relativas à concentricidade e paralelismo devem ser sempre cumpridas e regularmente verificadas [13].

O tubo de sucção deve ser o mais curto e direito possível, com todas as juntas seladas hermeticamente. É impreterível que o ar ou outros gases entrem para a tubagem. Caso não seja possível o escoamento do fluído para a bomba, por acção da gravidade, uma válvula de controlo deve ser instalada no fim da linha de sucção, ou o mais longe possível da bomba. Toda a tubagem deve ser suportada por apoios independentes de forma a evitar tensões na caixa da bomba.

Deve ser prevista uma ligação de preparação na zona de sucção e uma válvula de descarga deve ser montada na zona de descarga, regulada para um valor entre 5 a 10% da pressão máxima de trabalho. Sob condições normais de funcionamento, com uma linha completa de entrada e os elementos da bomba bem lubrificados, uma

bomba de parafusos realiza a preparação ao funcionamento, sem necessidade de acessórios extras. Ao ligar a unidade apenas é necessário abrir a sucção da bomba, descarregar as válvulas de descarga e ligar o motor. É aconselhável preparar a bomba antes de um arranque a seco dos parafusos. Em instalações novas é normal que o sistema se encontre cheio de ar, que deve ser removido. Caso o ar não seja removido, a *performance* da bomba será afectada e, em certos casos, poderá mesmo não ocorrer bombeamento. Preparar a bomba para funcionar deve passar por encher não só a bomba com fluído, mas toda a tubagem de sucção que seja possível.

O lado de descarga deve ser ventilado no arranque. A ventilação é especialmente necessária quando a linha de sucção é comprida ou quando a bomba, inicialmente, começa em descarga sobre um diferencial de pressão positivo.

Se a bomba não apresentar escoamento de líquido na zona de descarga depois de ter arrancado, a mesma deve ser imediatamente desligada. A bomba deve ser preparada e só depois, novamente, ligada. Se mesmo assim continuar sem bombear líquido, provavelmente existe uma fuga no tubo de sucção, ou o problema pode dever-se a uma altura excessiva de sucção, uma obstrução, uma válvula estrangulada, ou outra causa. Colocar um medidor no tubo de sucção na bomba vai ajudar a localizar o problema [14].

Uma vez em serviço, a bomba de parafusos deve continuar a operar com satisfação, sem ser necessário grande atenção, além de uma inspecção ocasional do vedante mecânico ou empanque, quando há fugas excessivas, e uma inspecção periódica ao alinhamento, de forma a garantir que se encontra dentro dos limites tolerados.

Caso a bomba apresente ruído depois de ter funcionado satisfatoriamente, é um indicativo de uma sucção excessiva, devida a líquido frio, ar no líquido, desalinhamento no acoplamento, ou, no caso de uma bomba antiga, desgaste excessivo [13].

Sempre que a unidade é desligada, se o sistema permitir, as válvulas de sucção e descarga devem ser fechadas. Esta acção é importante se a paragem for por um longo período de tempo devido a fugas na válvula final. Se o tanque de alimentação da bomba for abaixo da elevação da bomba, pode ocorrer refluxo de fluído, o que obrigava a preparar a bomba novamente, como no arranque inicial do sistema.

Outro ponto que ainda não foi discutido, consiste na presença de abrasivos no líquido. Uma vez que a bomba de parafusos depende de tolerâncias precisas para uma boa acção de bombagem, quando há presença de abrasivos, normalmente, estes provocam um rápido desgaste. Muitos progressos foram feitos no uso de materiais

mais duros e resistentes à abrasão para o fabrico dos elementos da bomba. No entanto, não é possível afirmar que a *performance* é sempre satisfatória quando se opera na presença de materiais abrasivos. As bombas de parafusos devem ser evitadas quando se utilizam fluídos deste tipo, a não ser que uma vida útil da bomba e uma elevada frequência de substituição de elementos seja aceitável. Em casos extremos, reduzir a velocidade de funcionamento ajuda a maximizar a vida útil da bomba [13].

Conclusão: Como foi dito, as bombas de parafusos são fabricadas num variado número de configurações e formatos, de forma a serem aplicadas às várias necessidades. Geralmente, as bombas de parafusos devem ser escolhidas, se é exigida uma alta pressão, uma alta viscosidade, ou baixos níveis de pulsação hidráulica. As bombas de parafusos podem ser usadas com lubrificação ou sem ela, e em muitas aplicações especiais e complicadas. A chave para o sucesso, na aplicação de bombas de parafusos, reside no conhecimento das características do fluido, numa correcta escolha do tamanho, do sistema, das condições de instalação e, claro, estabelecer correctos procedimentos de operação e manutenção [13].

Capítulo 4

Bombas de Cavidade Progressiva - *Progressive Cavity Pumps* (PCP)

4.1. Breve definição

As bombas de cavidade progressiva são bombas de deslocamento positivo, também conhecidas como bombas de parafusos excêntricos ou apenas bombas de cavidades.

Uma bomba de deslocamento positivo força um volume fixo de fluido a deslocar-se, forçando ou deslocando o fluido da zona de carga/sucção até a zona de descarga. PCP são “máquinas de caudal constante”. Cada rotação do rotor já produzir o mesmo caudal para uma dada velocidade (rpm), independentemente da pressão de descarga. O rotor de uma PCP roda dentro de um estator em borracha, e as câmaras que são formadas pelo engrenamento do rotor e do estator produzem um efectivo deslocamento do fluído, gás, sólido ou líquido para a zona de descarga [3].

As bombas de cavidade progressiva e o respectivo sistema são largamente utilizados em muitas aplicações industriais para transferir e dosear muitos tipos de fluidos, líquidos e lamas. São utilizadas em indústrias de alimentação, indústrias químicas, fábricas de papel, tratamento e fornecimento de águas, sistemas de bombas de engenharia mecânica e bombas de águas residuais.

Este tipo de bomba pertence à subclasse das bombas rotativas, como já tínhamos referido no capítulo anterior, e é oficialmente incluída no grupo “bombas de parafusos” de acordo com as normas do Instituto de Hidráulica [4].

4.2. Introdução à bomba de cavidade progressiva

4.2.1. O surgimento da bomba com o inventor *René Moineau*

A bomba de cavidade progressiva foi inventada por um engenheiro francês, *René Joseph Louis Moineau*.

René Moineau, nascido em 1887, era dotado de um enorme intelecto e uma mente inventora. Obteve a sua licença de piloto e participou numa competição internacional de hidroaviões em *Deauville*, em 31 de Agosto de 1913. Aos comandos do “*Breguet nº8*”, ganhou o prémio de velocidade em 100 milhas, com a velocidade de 99,6 km/h.

Pouco mais tarde, decidiu fabricar um compressor de alta *performance* e graduou-se com o doutoramento na faculdade de ciências da Universidade de Paris,

com a tese, “*the new capsulism*”. No mesmo ano, exibiu uma versão de cartão da sua soberba invenção, a bomba de *Moineau*, na “Exibição de Invenções”.

Em 1932, ajudado por *Robert Bienaimé* da Empresa *Gevelot*, *René Moineau* criou uma nova empresa – “*Pompe Compresseur Mécanique*” (PCM) – da qual ficou sócio gerente. Uma pequena fábrica localizada em *Vanves*, empregando cerca de 30 pessoas foi construída.

Em 1936, *René Moineau* formalizou uma série de acordos com empresas estrangeiras: *Mono Pumps Ltd* na Inglaterra, *Robbins & Myers* nos EUA e *Netzsch* da Alemanha.

René Moineau continuou a desenvolver o seu processo de bombeamento até a sua morte, em 1948. A sua última invenção foi uma bomba múltipla, baseada no mesmo princípio, mas muito útil quando são necessários caudais elevados.[6]

4.2.2. Os primórdios da aplicação das bombas de cavidade progressiva

Embora sejam originalmente concebidas pelo Dr. *René Moineau*, pouco depois da primeira guerra mundial, devido às desvantagens que apresentavam as bombas de cavidade progressiva, não se tornaram populares até há 20 anos atrás. A competição contra as bombas centrífugas, mais pequenas e baratas, era desigual, e, quando se tratava de água, as bombas centrífugas viriam a dominar contra as bombas de cavidade progressiva por muitos anos. [4]

Com várias indústrias a desenvolver-se, especialmente depois da segunda guerra mundial, novos químicos eram inventados e produzidos em grandes quantidades. Muitos desses químicos eram materiais viscosos, bastante diferentes da água, que apresenta uma baixa viscosidade. Por exemplo, a indústria de papel exigia outras características para a transferência de celulose; o tratamento de águas residuais começou a surgir em maior número e com maiores volumes de tratamento, em resposta a um crescimento populacional; e um consumismo e uma produção industrial em crescimento exigiam alterações drásticas [4].

Ao mesmo tempo, as tecnologias de fabrico haviam evoluído imenso no fabrico de máquinas. Máquinas de cinco eixos, equipada com a última electrónica, tornaram o fabrico das formas complexas dos rotores e estatores das bombas de cavidade progressiva muito mais fáceis e baratos. Rapidamente, as bombas de cavidade progressiva começaram a competir pelo aparecimento, que em significado, remonta a 1980's [3].

4.2.3. Princípios básicos de Bombas de Cavidade Progressiva

As bombas de cavidade progressiva são constituídas por dois elementos base: um rotor metálico e um estator revestido com um elastómero. Quando o rotor roda dentro do estator, o fluído move-se ao longo do eixo da bomba, dentro de cavidades fechadas, que estão entre o rotor e o estator. O caudal das bombas de cavidade progressiva é constante, e depende do diâmetro do rotor, da excentricidade da bomba e do comprimento do passo do estator e é proporcional à velocidade de rotação do rotor. A capacidade de elevação da bomba de cavidade progressiva é dependente do número de cavidades do estator, isto é, do número total de passos do estator [3].

Os estudos feitos sobre o trabalho de *René Moineau* permitiram desenvolver os protótipos de estator/rotor, de forma a tornarem-se mais competitivos. Entre os vários existentes, destaca-se *The geometry of moineu pump* [16] e *Mathematical problems for Moineau pumps* [17].

A variação entre estes parâmetros é fornecida por vários modelos de bombas, que estão disponíveis no mercado.

Cada distribuidor desenvolve a sua própria linha de produto, variando a geometria, a pressão e o caudal, assim como a classe do elastómero e do revestimento do rotor. Muitos factores devem ser considerados na escolha de um modelo de bomba: o caudal com uma velocidade de rotação óptima, taxa de elevação, diâmetro do corpo, presença de areias no fluido, condições de sucção, binário e limites de potência e compatibilidade entre o fluido bombeado e o elastómero seleccionado. Em muitos casos, o resultado prático da utilização é o melhor método para a escolha do modelo da bomba. Mas, no caso de uma aplicação nova, o operador deve encontrar as características óptimas da bomba, com garantias de um funcionamento fiável.

De forma a assegurar a confiança entre os consumidores e os vários fornecedores, uma nova norma ISO foi proposta e adoptada. O número é ISO 15136-1. Esta norma define o equipamento completo, as condições do utilizador, o código do modelo e os testes de qualidade [3].

4.3. Princípios de Operação de bombas de cavidade progressiva

4.3.1. Operação base de uma bomba de cavidade progressiva

O rotor é um veio metálico maquinado, na forma de um perfil helicoidal. O estator é um elastómero ligado de forma permanente, dentro de um tubo em aço, com formas roscadas. O estator em elastómero forma um perfil interno duplo, com um passo que

é o dobro do passo do rotor. O comprimento do passo é dado por uma rotação de 360° de uma rosca.[6]

Se examinarmos a geometria de um rotor, ele irá parecer muito semelhante a um parafuso com cristas de roscas, as transições suavemente misturadas e contínuas de uma secção para outra ao longo do eixo. O mesmo se aplica ao estator. Este assemelha-se a uma porca dentro da qual o rotor é inserido. A geometria do estator apresenta também transições suavemente misturadas e contínuas, ao longo do eixo. O que diferencia um conjunto rotor/estator de um conjunto parafuso/porca é o número de lóbulos do rotor não ser igual ao número de lóbulos do estator. Um conjunto parafuso/porca tem o mesmo número de lóbulos e o mesmo passo; de outra forma, estes não roscariam. Por outro lado, o número de lóbulos de um estator é igual ao número de lóbulos do rotor mais um,

$$N_s = N_r + 1, \quad (7)$$

também os passos são diferentes num e no outro, como já tínhamos referido anteriormente [4].

Pelo motivo anteriormente referido, a diferença de lóbulos ser igual a um, uma cavidade cheia de fluído é formada entre o rotor e o estator. Por exemplo, PCP 1-2 é um lóbulo no rotor e dois lóbulos no estator. No caso de uma bomba de cavidade progressiva múltipla, por exemplo, PCP 2-3 são dois lóbulos no rotor e três lóbulos no estator. Há sempre vedação, ajuste ou contacto de compressão entre o rotor metálico e o estator. Esta linha de contacto é chamada a linha de vedação. Uma cavidade completamente vedada é um volume fechado, localizado entre o único rotor helicoidal e o duplo estator helicoidal interno para uma rotação de 360°. Cada cavidade independente vedada irá gerar uma dada quantidade de pressão. O aumento do comprimento do estator e do rotor irá aumentar o número de cavidades vedadas progressivas, desde a zona de sucção/carga até a zona de descarga, e melhorará a capacidade de pressão da bomba.

O rotor roda a uma velocidade de rotação constante dentro do estator. Uma cavidade é aberta enquanto outra é fechada/selada, para que a bomba de cavidade progressiva apresente um caudal constante, sem pulsações de líquido; o caudal depende do volume da cavidade e da velocidade de rotação do rotor [3].

4.3.2. Geometria de uma bomba de cavidade progressiva

Uma bomba de cavidades progressivas é uma bomba rotativa, essencialmente constituída por uma engrenagem helicoidal, a roda dentada rotor a rodar dentro da roda dentada estator.

No caso de uma PCP do tipo 1-2, um único rotor helicoidal externo roda excentricamente; roda sem escorregar dentro de um estator com o mesmo diâmetro menor e o dobro do comprimento do passo.

Na figura 25 está representado um esquema onde o estator se encontra fixo. O rotor roda no sentido dos ponteiros do relógio. As cavidades são formadas entre as duas engrenagens (o estator e o rotor funcionam como um género de engrenagem), que estão abertas na extremidade do lado esquerdo, quando o rotor gira. As cavidades isoladas expandem-se e depois separam-se. No fim, diminuem lentamente até desaparecer.

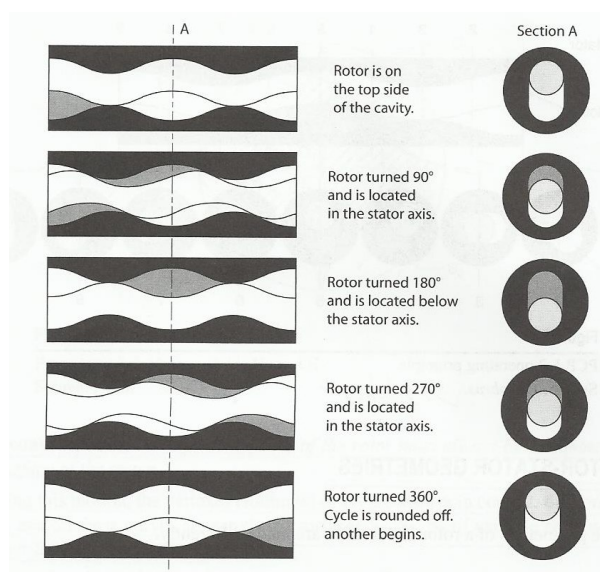


Figura 25 - Diagrama de funcionamento de uma PCP 1-2 [3].

Na figura 16 temos outra representação do funcionamento da bomba, mostrando para cada secção a forma do estator e a posição do rotor dentro do estator, bem como o movimento do fluído na cavidade.

Assim, o fluído movimenta-se da esquerda para a direita. As zonas de carga e descarga estão sempre isoladas uma da outra por uma vedação devida ao contacto do rotor no estator.

Se o rotor trabalhar no sentido inverso, as cavidades fechadas suceder-se-ão da direita para esquerda segundo o mesmo princípio de funcionamento. Neste caso, a bomba é considerada reversível [3].

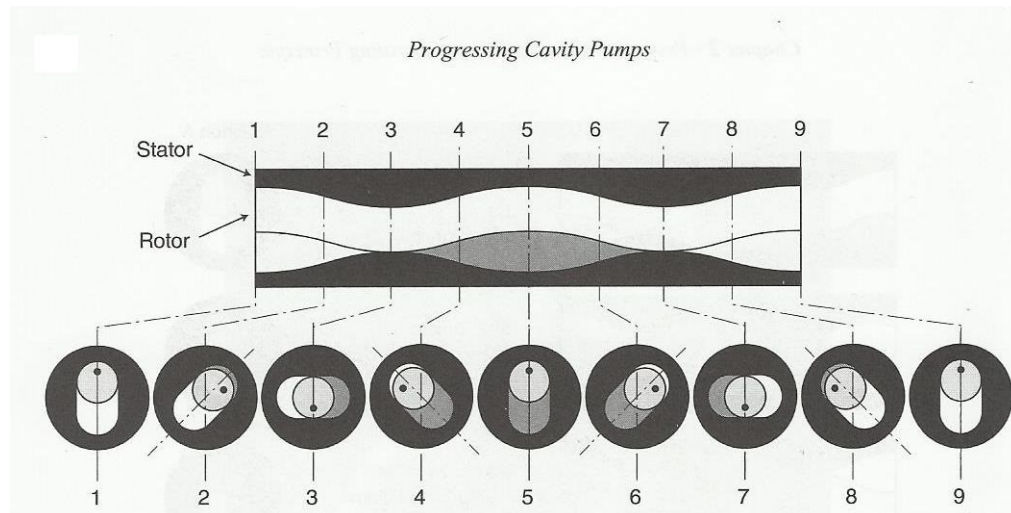


Figura 26 - Princípios de funcionamento de uma PCP 1-2 [6].

4.3.3. Geometria da ligação rotor-estator

São necessárias três condições de forma a obter “cavidades fechadas”:

1. O rotor deve ter menos um dente (lóbulo) que o estator;
2. Cada dente (lóbulo) do rotor deve estar sempre em contacto com a superfície interior do estator;
3. O rotor e o estator, longitudinalmente constituem uma engrenagem helicoidal.

- **Primeira condição:** O rotor deve ter menos um dente (lóbulo) que o estator.

O hipociclóide H_1 (estator) com z dentes, cuja base é o círculo C_1 (O_1, R_1), está ligado ao hipociclóide H_2 (rotor) com $(n - 1)$ dentes cuja base é o círculo C_2 (O_2, R_2) pela relação $R_2/R_1 = (z - 1)/n$ [3].

Ao fixarmos H_1 , quando rodamos H_2 numa determinada direcção, o seu centro O_2 descreve um círculo na direcção oposta de centro O_1 e de raio O_1O_2 tal que:

- A linha central do estator seja o eixo O_1 .
- A linha central do rotor seja o eixo O_2 .

A distância $O_1O_2 = E$ = excentricidade da bomba.

- **Segunda condição:** *Cada dente (lóbulo) do rotor deve estar sempre em contacto com a superfície interior do estator.*

Durante o movimento, os vértices de H_2 estão sempre em contacto. As chamadas linhas de contacto, com H_1 e nestas curvas, aparecem superfícies fechadas S_1, S_2, S_3 de área variável, mas cuja soma ($S_1 + S_2 + S_3$) se mantém constante.

Se substituirmos as linhas H_1 e H_2 pelas linhas E_1 e E_2 (figura 27), formadas pelo círculo C de um diâmetro D , cujo centro segue as linhas H_1 e H_2 , as características continuam inalteradas e a primeira condição continua a ser satisfeita [3].

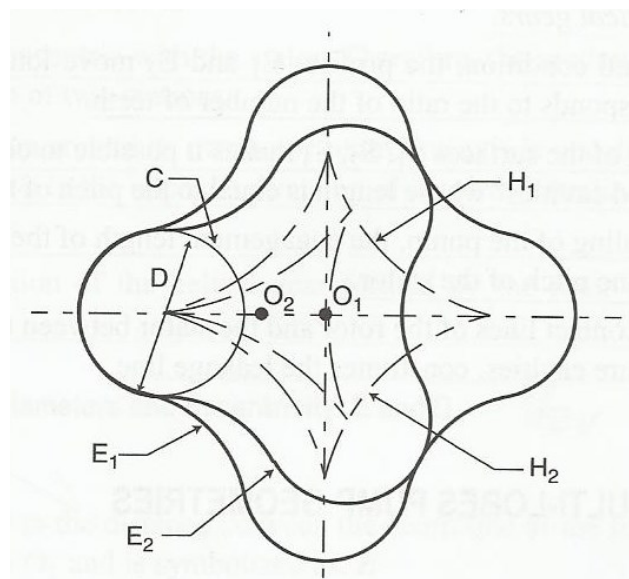


Figura 27 - Envolventes dos hipociclóides [3].

O movimento geométrico é baseado no conceito de uma hipociclóide que define uma hipociclóide como a curva traçada através de um ponto na circunferência de um círculo dentro de um círculo de rolamento fixo, que é o dobro do diâmetro.

O tipo 1-2, apresenta sempre o caminho do movimento da sua hipociclóide como sendo uma linha recta (figura 28).

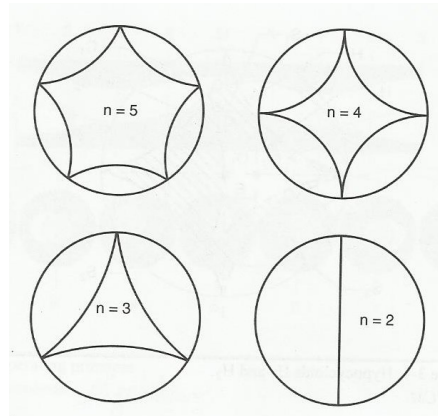


Figura 28 - perfis hipociclóides de elementos helicoidais de vários tipos 1-2 ($n=2$), 2-3 ($n=3$), 3-4 ($n=4$), 4-5 ($n=5$) [3].

- **Terceira condição:** *O rotor e o estator, longitudinalmente constituem uma engrenagem helicoidal.*

Para satisfazer a segunda condição, os perfis E_1 e E_2 movem-se longitudinalmente como hélices, cujo passo corresponde ao rácio do número de dentes.

O enrolamento helicoidal das superfícies S_1, S_2, S_3 torna possível obter, entre dois elementos helicoidais, “cavidades fechadas” cujo comprimento é igual ao passo do elemento externo.

De forma a atingir a vedação total da bomba, o comprimento de engrenamento do rotor no estator deve ser pelo menos igual a um comprimento do passo do estator.

A porção das linhas de contacto do rotor e do estator entre as cavidades de alta pressão e as cavidades de baixa pressão, constitui a linha de fuga [3].

4.3.4. Geometria de bombas de cavidade única e multi-cavidades

Os eixos do rotor e do estator de um dispositivo de cavidades progressivas são excêntricos um relativamente ao outro e o rotor rola sem escorregar dentro da cavidade do estator.

A geometria do conjunto rotor/estator é definida para que duas ou mais séries de cavidades sejam formadas. Quando o rotor roda dentro do estator, as cavidades movem-se em espiral, desde uma ponta do estator até à outra, criando, assim, a acção de bombeamento.

Devido à diferença entre o número de lóbulos do estator e do rotor ser de um único lóbulo, isto é, o estator apresenta sempre mais um lóbulo do que o rotor, cria-se uma cavidade fechada cheia de fluido entre o rotor e o estator.

Normalmente, a geometria das bombas é definida por dois números N_s e N_r , onde, como já foi referido, o primeiro é o número de lóbulos do estator (N_s) e o segundo é o número de lóbulos do rotor (N_r) [3].

Geometria de bomba do tipo 1-2

A geometria de uma bomba de cavidade única com $N_r = 1$ e $N_s = 2$ é designada por “bomba 1-2”.

A bomba de cavidade única “1-2” é constituída por uma engrenagem helicoidal com duas hélices, uma dentro da outra:

- O rotor metálico, interno, é uma hélice simples;
- O estator externo, é uma hélice dupla com o dobro do comprimento do passo do rotor.

O rotor não é concêntrico com o estator. Então o movimento do rotor dentro do estator é uma combinação de dois movimentos:

- O movimento de rotação em torno do seu próprio eixo numa direcção;
- O movimento de rotação na direcção oposta do seu eixo de centro em torno do eixo do estator.

Podemos verificar, na figura 29, a secção geométrica que a engrenagem helicoidal constituída pelo rotor e estator apresenta.

Como já tinha sido referido anteriormente E é a excentricidade da bomba. A espessura de um rotor helicoidal simples (diâmetro menor do rotor) é simbolizado por: D .

O diâmetro da hélice do rotor (diâmetro maior) é calculado por: $(D + 2E)$.

O comprimento da hélice de rosca dupla no estator é: D (diâmetro menor da hélice do estator) e $(D + 4E)$ diâmetro maior da hélice do estator.

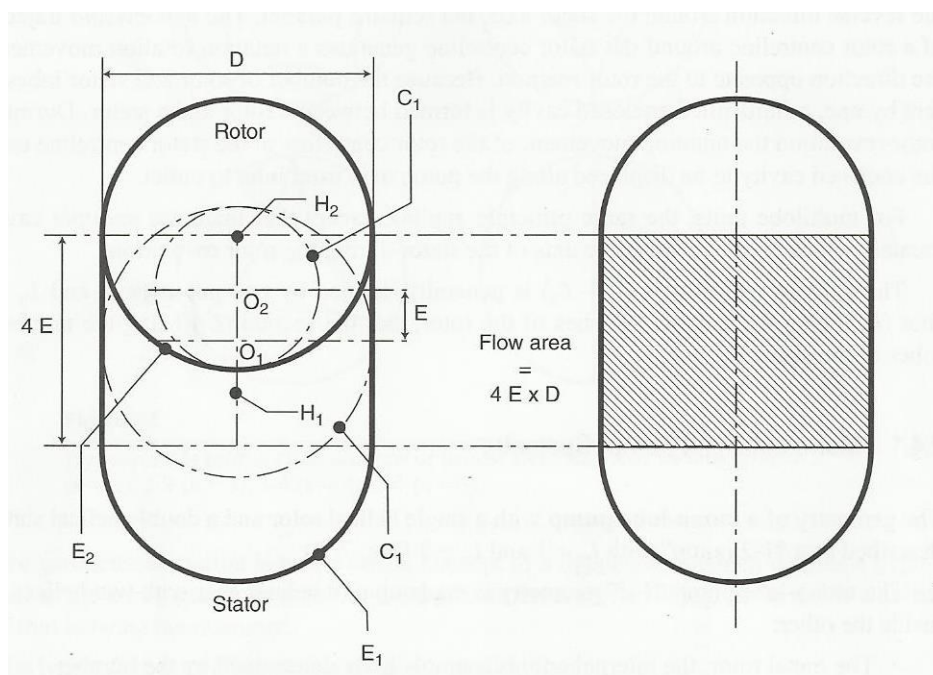


Figura 29 - Geometria de bomba 1-2 [3].

O passo, como já tínhamos referido anteriormente, é definido como o comprimento de uma rotação de 360° da crista de um dos lóbulos da hélice, e define-se, aqui, como **P**, visto na figura 30 [3].

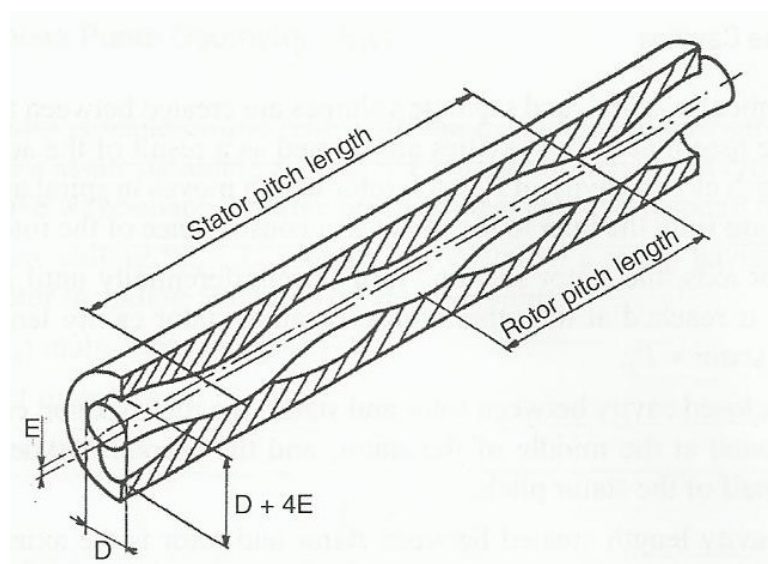


Figura 30 - Perspectiva Estator-Rotor [3].

A figura 30 e 31 apresentam a geometria da bomba 1-2. Define-se, então, o comprimento de passo do rotor e do estator como:

- P_r Comprimento do passo do rotor;
- P_s Comprimento do passo do estator.

No caso de uma bomba 1-2: $P_s = 2P_r$

A dinâmica da bomba, i , é igual à razão entre os comprimentos de passo ou à razão entre o número de lóbulos: isto é: $\frac{1}{2}$.

$$i = \frac{N_r}{N_s} = \frac{P_r}{P_s} = \frac{1}{2} \quad (8)$$

As cavidades são formadas devido à existência da hélice adicional na cavidade do estator.

Para criar uma cavidade fechada, entre o rotor e o estator, o rotor completa a sua primeira volta de 360° a meio do passo do estator, e a segunda volta de 360° durante a segunda metade do passo do estator. Assim, como era esperado, o comprimento da cavidade criada é a distância axial do passo do rotor (P_r) que é igual a metade do passo do estator (P_s) para uma bomba do tipo 1-2: $P_r = P_s/2$.

A “meia” cavidade inicial e a “meia” cavidade final não são usadas para ganhar pressão.

A variável C , de trabalho efectivo específico das cavidades fechadas para uma bomba do tipo 1-2 ($N_r = 1$) é:

$$C = \frac{H_s}{P_r} - 1 \quad (9)$$

Onde: - H_s é o comprimento total do estator

- P_r é o comprimento do passo do rotor.

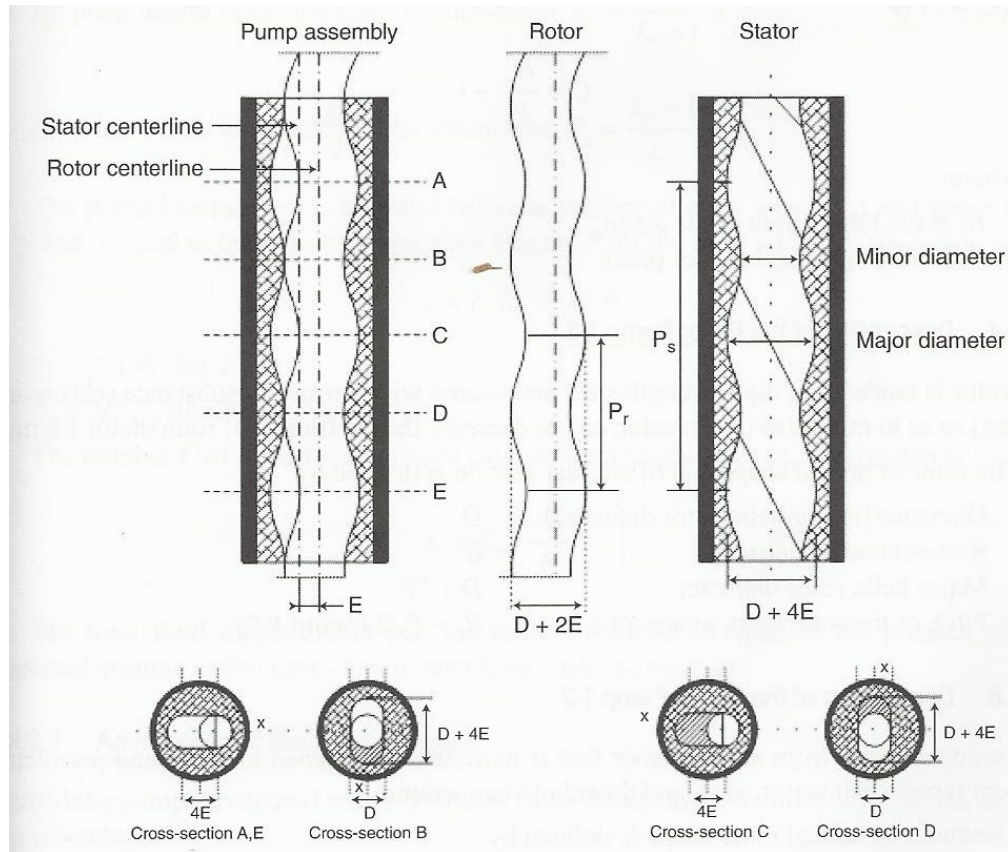


Figura 31 - Geometria de Bomba 1-2 - Rotor e estator [6].

Vantagens de bombas de vários lóbulos

As bombas de vários lóbulos comparadas com as bombas 1-2 têm, para o mesmo número de cavidades, as seguintes vantagens:

- Um aumento da capacidade de deslocamento, igual ao número de lóbulos do rotor L_r . Como podemos verificar na figura 32, uma bomba 5-6 apresenta uma capacidade de caudal quase 3 vezes maior que uma bomba 1-2;
- Valores mais baixos de excentricidade que diminuem as vibrações da bomba e diminuem a dessincronização de movimento do rotor;
- Para o mesmo caudal, uma bomba de vários lóbulos apresenta uma velocidade menor. Verificando, novamente, a figura, reparamos que a velocidade de rotação é reduzida para um terço, quando passamos de uma bomba do tipo 1-2 para uma do tipo 5-6. Por outro lado o binário resistente aumenta;
- Analisando a figura, temos as várias capacidades de caudal, e o seu aumento, relativamente ao formato base 1-2 "S" *Netzsch*, onde se pode destacar que, para cavidades de menor comprimento, as bombas de vários lóbulos apresentam maior capacidade de caudal [3].

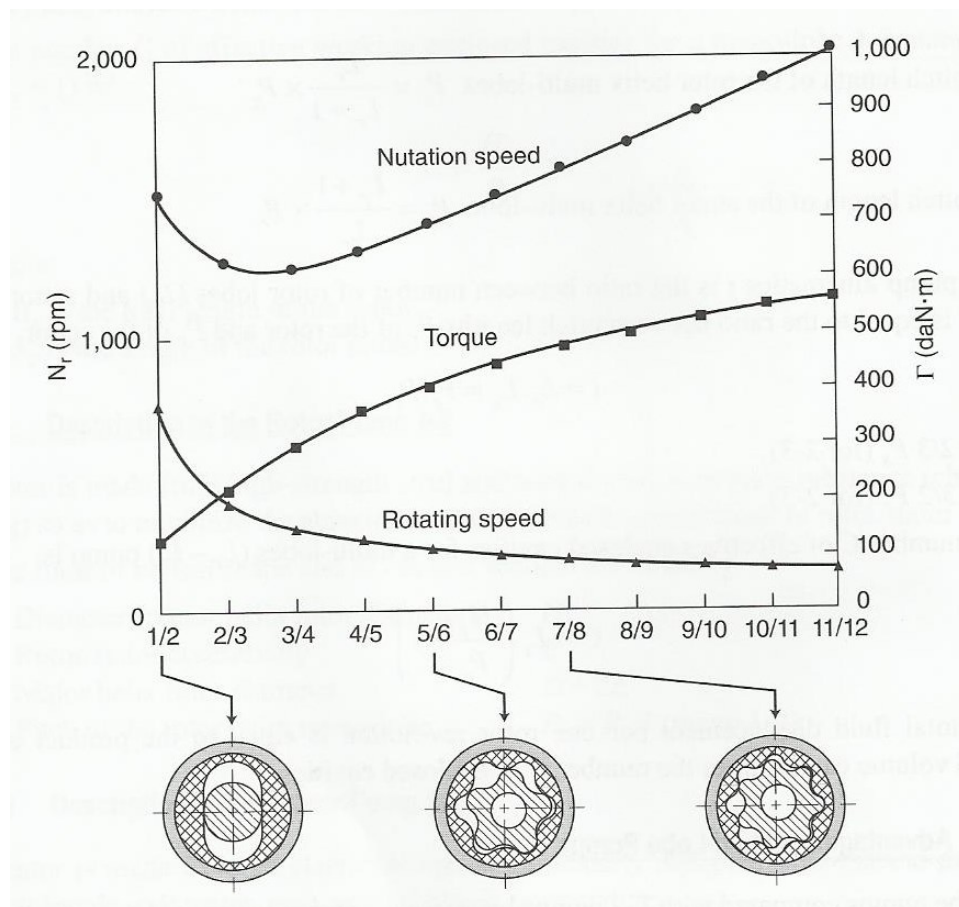


Figura 32 – Rectas de variação de velocidade de rotação, binário e velocidade de engrenamento para um caudal de $4000\text{m}^3/\text{dia}$ e uma pressão de 10 bar [3].

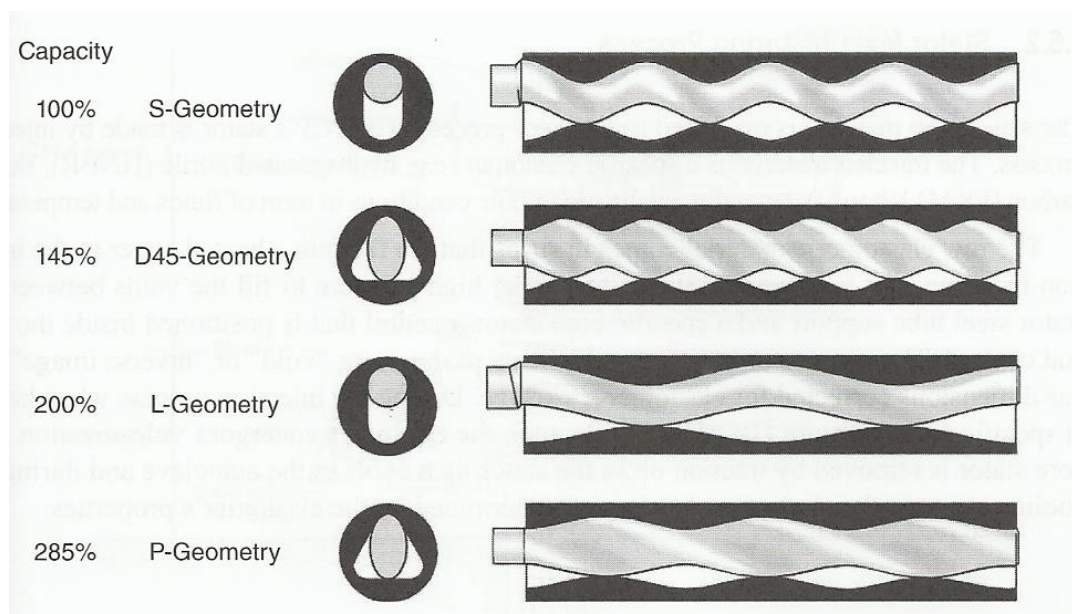


Figura 33 - Relação da capacidade com o formato da bomba. S-Geometry e L-Geometry referem-se a bombas do tipo 1-2 e D45-Geometry e P-Geometry referem-se a bombas do tipo 2-3 [3].

4.3.5. Processos de fabrico do rotor/estator

O rotor é feito de aço de dureza elevada. O processo de fabrico deste elemento exige máquinas de cinco eixos electronicamente controladas de forma a ser possível cortar as formas tridimensionais que apresentam.

Após o corte o rotor é polido e coberto com uma substância resistente, como uma galvanização de crómio de forma a minimizar abrasão e a diminuir o coeficiente de fricção rotor/estator.

A espessura desta galvanização determina o diâmetro final do rotor de forma a conjugar com o estator desejado. Esta depende também da dilatação do elastómero, que é provocada pela pressão, e, obviamente, pela natureza abrasiva dos produtos a bombear.

O núcleo do mandril que fabrica o estator é maquinado de igual forma ao rotor. O estator é fabricado por injeção. O material injectado é um elastómero (por exemplo Nitrílica hidrogenada (HNBR), fluorocarbon (FKM) Viton®) dependendo das condições em termos de fluidos e temperatura.

O material elastomérico em bruto vem em tiras que alimentam um recipiente aquecido na máquina de injeção, sendo injectado por um pistão, a alta pressão, para preencher os espaços vazios entre o tubo de suporte de aço do estator, e de um mandril do estator, que está posicionado no interior do tubo e centrado. Durante a injeção, quando aquecido a uma determinada temperatura, o elastómero vulcaniza.

O núcleo do estator é removido por tracção. Depois, o estator arrefece na autoclave e, durante este processo, a contracção do elastómero é determinada pelas propriedades do mesmo [3].

4.4. Accionamento de bombas de cavidade progressiva

4.4.1. Princípio de funcionamento

O accionamento é originado por um motor eléctrico ou hidráulico que coloca em rotação a bomba de cavidade progressiva.

O sistema de accionamento está ligado à cadeia de movimentação de barras, que é interdependente de rotor da bomba. O estator é enroscado na extremidade da tubagem de produção e, em geral, seguro por um apoio na zona de carga/entrada. A articulação em “T” é muitas vezes montada entre a zona de entrada/carga e a zona de descarga [3].

A sequência de accionamento é assegurada pelo sistema de accionamento que está instalado na zona de carga/entrada. As funções deste são:

- Transmitir movimento de rotação do motor para a cadeia de movimentação e para o rotor da bomba;
- Assegurar a estanqueidade entre o sistema de accionamento e o fluído que é bombeado através de uma caixa de empaques;
- Deve suportar as forças axiais que surgem na cadeia de barras e no rotor;
- Deve ser suficientemente forte para que não haja efeito de rotação inversa e consequente refluxo no caso de o motor parar repentinamente.

4.4.2. Tipos de Accionamento

Existem três tipos principais que são aplicados nas bombas de cavidade progressiva:

1. Com um **veio simples**: Utilizado quando a ligação é directamente a um redutor (ver figura 35);
2. Com veio oco. Solução adequada para sistemas accionados por correias e correntes cujo veio de rotação é vertical;
3. Com veio oco, mas com um ângulo que permite a utilização de um sistema de accionamento com eixo de rotação horizontal.

Em cada um dos casos, fabricantes e distribuidores oferecem uma gama ampla de capacidade de carga nos rolamentos [3].

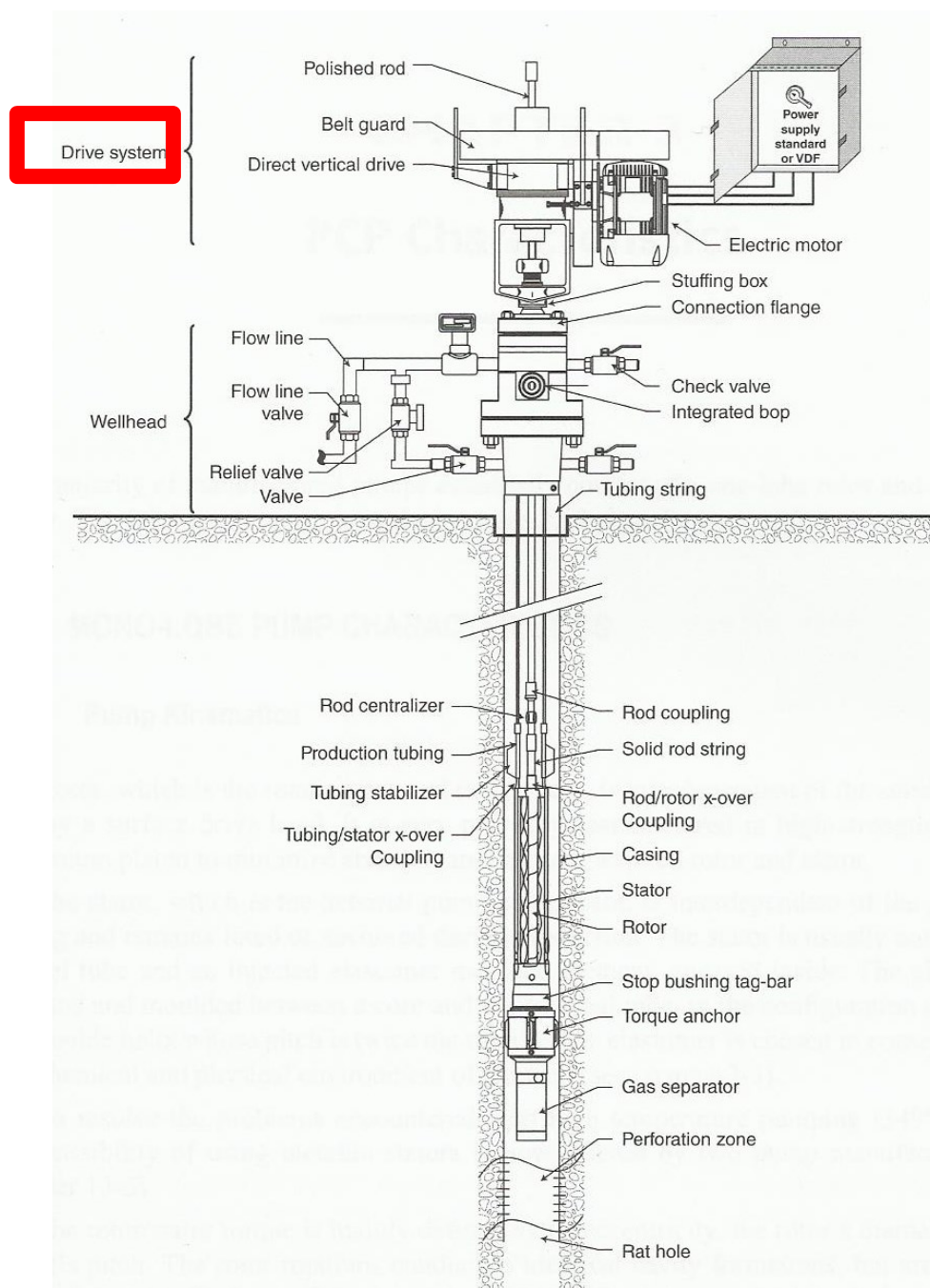


Figura 34 - Esquema de uma bomba de cavidade progressiva vertical [3].

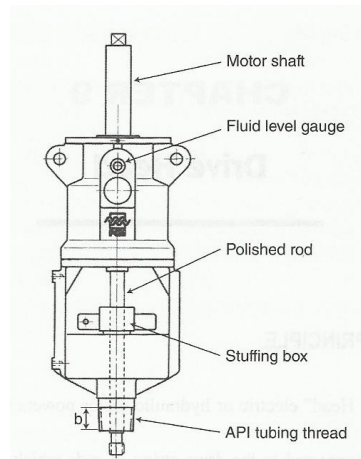


Figura 35 - sistema de accionamento com veio sólido [3].

4.4.3.O sistema de accionamento

Todos os tipos de accionamento podem ser utilizados:

- Motor eléctrico acoplado à cadeia de movimentação;
- Motores Hidráulicos;
- Motor de combustão interna, a gás ou gasóleo.

O accionamento por correia tem as vantagens de ser simples e económico. Mas este deve ser apenas aplicado no caso de velocidades médias ou altas. Para alterar a velocidade, o motor tem de ser desligado e a correia alterada para que seja possível alterar o valor de redução. As velocidades não devem nunca ser inferiores a 200 rpm [3]. Contudo, uma combinação deste sistema com um redutor permite a utilização de velocidade mais baixa.

No accionamento directo por redutor, o motor é posicionado na vertical ou horizontal, com eixos concêntricos entre a cadeia de movimentação e o veio do redutor, estando acoplada uma caixa de empaques. Em comparação com o accionamento por correia, não existe uma transmissão de redução por parte da correia. A solução apresenta menos componentes com menos partes móveis, como correias, polias, etc. que actuavam como multiplicadores de binário ou redutores de velocidade e uma manutenção mais fácil, pelo mesmo motivo de haver menos componentes [3].

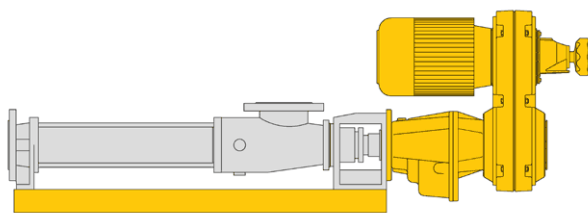


Figura 36 – Exemplo de accionamento por corrente e redutor [6].

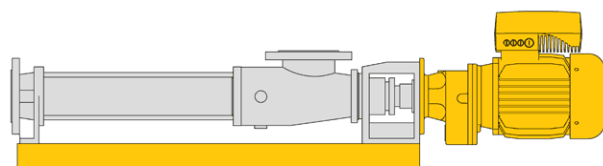


Figura 37 - Exemplo de accionamento por motor eléctrico de frequência variável (com redutor) [6].

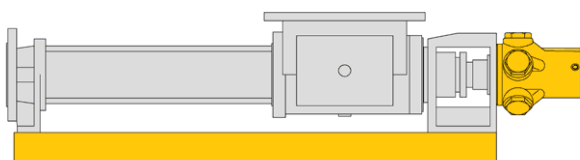


Figura 39 - Exemplo de accionamento por motor hidráulico [6].

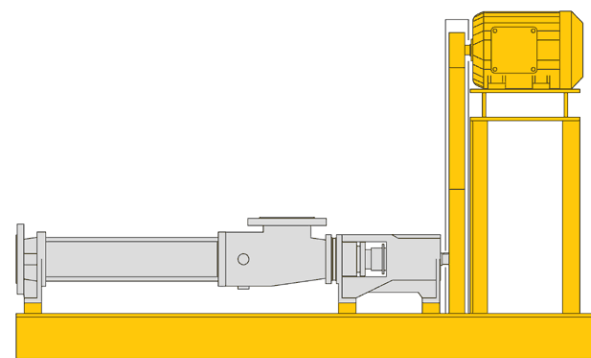


Figura 38 - Exemplo de accionamento por correia [6].

4.4.4. Caixa de empaques rotativa

O sistema de accionamento de uma bomba de cavidade progressiva exige uma caixa de empaques rotativa, de forma a assegurar a estanquicidade entre a zona de bombeamento e a zona do sistema de accionamento. Também é uma forma de manter a pressão no líquido bombeado e previne a passagem de fluído para fora do sistema [3].

O conjunto de empaques é compactado axialmente, na caixa de empaques para que expanda radialmente e vede o furo da caixa de empaques e o veio da bomba. Uma vez que não há movimento relativo entre o conjunto de empaques e a caixa de empaque, esta função é relativamente simples. Contudo, com a fricção criada pelo veio a rodar, no furo do conjunto de empaques, uma certa fuga é necessária para lubrificar e arrefecer a área.

É nesta altura que se deve lembrar que a função dos empaques não é eliminar por completo as fugas, mas sim controla-las de tal forma que não sejam prejudiciais, e, ao mesmo tempo, que permitam a lubrificação do veio da bomba [14].

Muitas vezes, quando líquidos de origem abrasiva estão a ser bombeados, um anel pioneiro é instalado para permitir a introdução de líquido de vedação limpo, que irá substituir o líquido bombeado na caixa de empaques. Este líquido de vedação é introduzido entre 10 a 15 *PSI* acima da pressão. Isto permite o líquido de vedação arrefecer e lubrificar o veio e o empaque e impedir a entrada de resíduos na caixa de empaques.

O anel pioneiro é normalmente colocado 2 ou 3 anéis (ver figura 40) depois do topo da caixa de empanque, onde vai ligar-se ao canal de fluxo da caixa de empaque. Contudo, em casos de matérias extremamente abrasivas e onde o produto que é bombeado pode ser contaminado é aceitável que o anel pioneiro fique logo no início da caixa de empaque (ver figura 41). Lembre-se que este sistema exige uma quantidade de líquido vedante maior e muito dele irá misturar-se com o líquido bombeado [14].

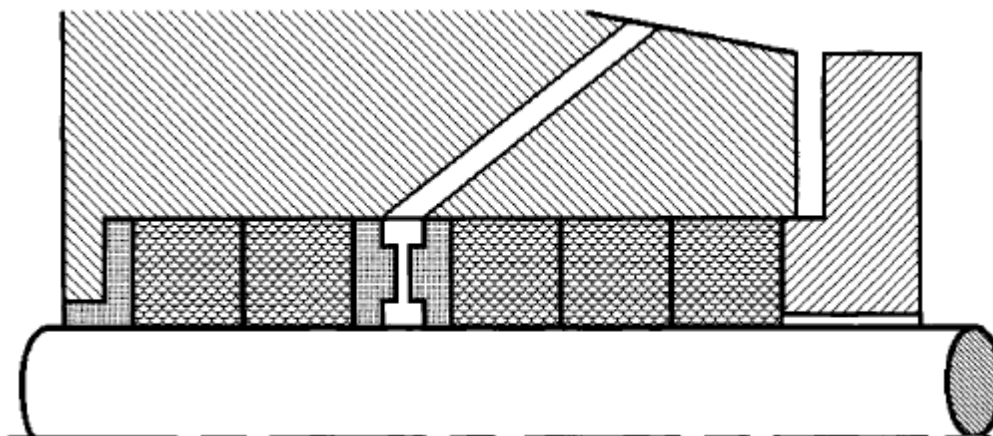


Figura 40 – Caixa de empaques com anel pioneiro [14].

As vantagens deste tipo de vedante, por caixa de empaques:

- É uma solução económica;
- Raramente acontece destruição da bomba quando montadas com esta solução;
- Permite ser ajustada ou substituída sem desmontar o resto da bomba;
- Fácil manutenção, que não exige a especialização de pessoal [14].

As desvantagens:

- Diminui a eficiência da bomba;
- O conjunto de empaques e a manga requerem uma substituição periódica;
- Os ajustamentos requerem alguma experiência e conhecimento;
- É necessário que ocorram perdas constantes para que haja lubrificação do conjunto de empaques
- Quando aplicado anel pioneiro, esta solução exige volumes de água corrente consideráveis [14].

Embora as perdas constantes sejam necessárias para que haja lubrificação entre o conjunto de empaques e a manga, só é aceitável se as bombas funcionarem com água limpa [14]. Caso contrário deve ser optada por caixa de empaques sem perdas de lubrificação ou com lubrificação por anel pioneiro.

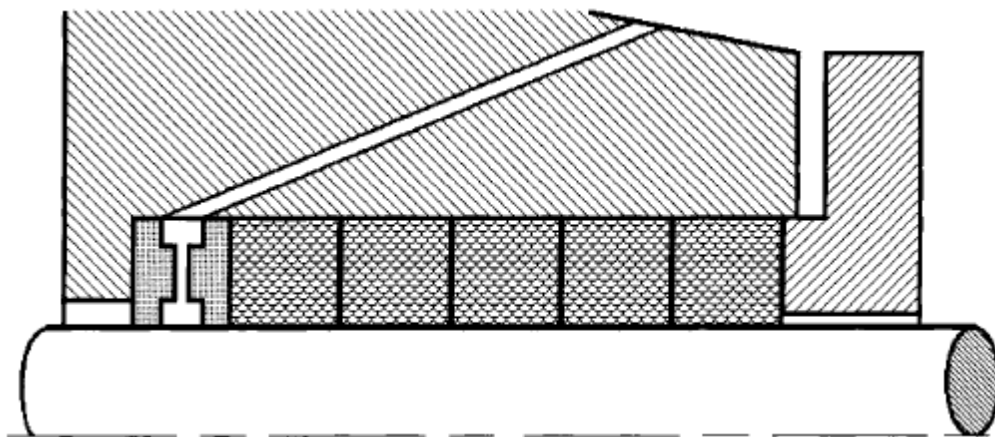


Figura 41 - Caixa de empaques com anel pioneiro no início da vedação [14].

Capítulo 5

Projecto e desenvolvimento de uma solução para accionamento de bomba para lamas espessas

Neste capítulo é feita a análise ao protótipo que foi desenvolvido, objectivo máximo da tese. Estrutura-se o capítulo de uma forma sequencial, onde o primeiro passo foi formular alguns esquemas de conjunto para aplicar ao local, e depois disto, decidido o esquema base, passou-se à construção detalhada de todo o esquema. Apresenta-se os passos que foram seguidos, as opções tomadas, justifica-se decisões e cálculos.

5.1. Esquemas de protótipos

Inicialmente, mesmo antes de proceder a qualquer cálculo, foram pensados alguns esquemas, desenhados pelo projectista. Estes protótipos foram excluídos e/ou melhorados, conforme foram pensado em erros e/ou problemas que poderiam surgir. Apresentou-se assim 3 (protótipos) que seriam baseados em soluções de alguns catálogos [7], [8], livros [1], [18], [2], [19], apontamentos [20] e sites [6], [21], [22], [23], [24].

Assim, apresentam-se os esquemas que estão no anexo, D1,D2 e D3.

5.1.1. Solução D1

Esta solução foi desenvolvida pensando na economização de materiais e serviços (ver anexo 3 - XIV). É, talvez, a que exige menor alteração de componentes e assegura a fixação do redutor e do motor eléctrico.

Vantagens:

- Fácil aplicação;
- Económica;
- Fácil dimensionamento.

Desvantagens:

- Complicações de nivelamento preciso entre bomba, redutor e motor eléctrico;
- Desmontagem complexa e de grande precisão;
- Possíveis problemas de rolamentos;
- Exige alteração do redutor para prevenir os problemas no capítulo 1.

5.1.2. Solução D2

A solução proposta neste desenho seria sobretudo uma forma de evitar as forças axiais no redutor e suporte de todos os elementos por ligação ao chão (ver anexo 3-XV). Contudo, esta solução apresenta alguma complexidade de estrutura e elementos.

Vantagens:

- Fácil desmontagem e montagem;
- Fácil acesso aos componentes;
- Elimina-se os esforços axiais;
- Permite flexibilidade de acoplamento.

Desvantagens:

- Custos em novo material;
- O apoio ao chão/base pode trazer problemas de ajuste;
- Alteração do redutor/motor eléctrico;
- Alteração da união à bomba.
- Dificuldade em construir o elemento que assegura o veio que une à bomba;
- Exige a estruturação de uma base móvel.

5.1.3. Solução D3

Esta solução seria a opção ideal para evitar as forças axiais, que destroem os rolamentos e os componentes do redutor. Esta solução seria uma simples ligação do conjunto, motor eléctrico/redutor à bomba, por meio de polias e correia (ver anexo 3-XVI). Alterava, de certa forma, o aspecto inicial da bomba e da zona de trabalho.

Vantagens:

- Fácil aplicação;
- Económica e simples;
- Não exige estruturação de bases;
- Permite folgas e desalinhamentos severos;
- Solução duradoura

Desvantagens:

- Novo conjunto motor eléctrico/redutor;
- Alteração da ligação à bomba;
- Perda de potência por uso de correia;
- Montagem de polias e correia deve ser calculada;
- Projectar protecção da correia.

Apresenta a desvantagem, que é mesmo impeditiva da sua aplicação, de, no local onde se encontra a bomba, este tipo de montagem não poder ser aplicada. É uma montagem perigosa para os operários, e a sua desmontagem regular é difícil. Por motivos de aplicação industrial é impossível aplicar esta solução neste caso.

5.1.4. Solução Proposta – D4

Após estudar estas soluções e discutir com o Professor, Luís António de Andrade Ferreira, também auxiliado pela bibliografia referida no início deste subcapítulo, chegou-se ao consenso de que a solução deveria ser a que está no anexo 3-XVII. Esta solução não é mais do que um conjunto da D1 e da D2, com alterações cruciais, para que possa ser aplicada ao ambiente industrial onde se encontra bomba.

Esta solução apresenta exigências de construção de componentes e ligações, que serão apresentadas a seguir.

Vantagens:

- Controla forças axiais;
- Evita esforços de corte na união redutor/bomba;
- Evita problemas de inclinação angular do veio da bomba;
- Permite controlar problemas descritos no capítulo 2;
- Melhora a *performance* do conjunto, motor eléctrico/redutor, e consequente melhoria da bomba.

Desvantagens:

- Exige uma estrutura de apoio ao redutor e motor eléctrico;
- Obriga a construção de um novo redutor;
- Obriga a escolha de um motor eléctrico novo;
- É necessário calcular os acoplamentos flexíveis bomba/redutor e redutor/moto eléctrico;
- É necessário calcular a estrutura de apoio do motor eléctrico.

5.2. Projecto da solução proposta

Como já tinha sido referido, um dos grandes problemas, que surge durante o funcionamento da bomba, é a força axial que apresenta valores consideráveis. O controlo desta força axial será uma forma de eliminar grande parte dos problemas. Assim começa-se por fazer um cálculo teórico, que permita saber o valor desta força.

5.2.1. Cálculo da força axial

A análise da força axial pode ser realizada pelo estudo dos livros *Centrifugal and Axial Flow PUMPS* [15], *Fundamentals of Fluid Mechanics* [25], *Máquinas de Fluxo-Turbinas – Bombas - Ventiladores* [26], *Fluid Mechanics* [27]. O estudo de bombas permite concluir que a equação geral é adequada a utilizar neste caso:

$$F = \Delta p \times A \quad (10),$$

E isto é possível porque há duas variáveis da equação (10), que podem ser calculadas. A pressão é dada na ficha técnica da bomba. Como se está a fazer um calculo teórico, serão utilizados sempre os casos extremos. Logo será utilizado o valor máximo de pressão que pode ser consultado no anexo 1 - III e é dado por:

$$\Delta p = 18 \text{ bar} = 1\,800\,000 \text{ N/mm}^2$$

A área é dada pela área que o fluido percorre na secção 1, que está referenciada na figura 42, a qual vista em perfil, apresenta o aspecto da figura 29 (capítulo 4).

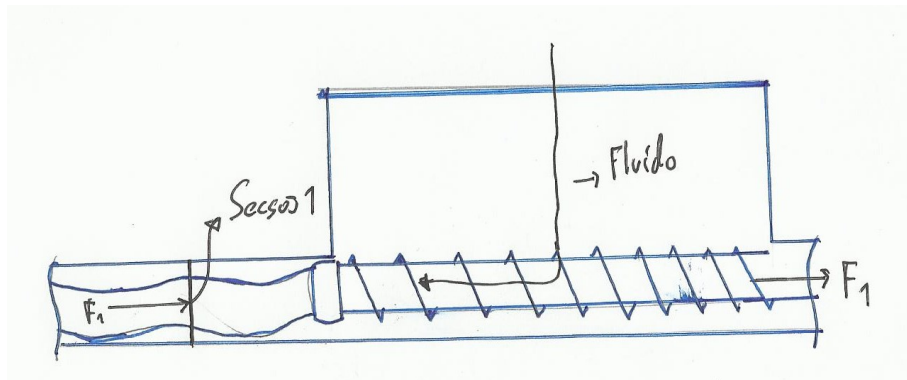


Figura 42 - Esquema da força do fluxo do fluido e força na bomba.

Por consulta das obras, *Progressing Cavity Pumps, Downhole Pumps, and Mudmotors* [4], *Progressing cavity pumps* [3] e do artigo, *Understanding the performance of a progressive cavity pump with a mettalic stator* [28], conclui-se, por consenso, em todos eles, que a área de fluxo para a bomba do tipo 1-2 (Lóbulo simples) será dada por:

$$4 \times E \times D \quad (11)$$

Além do anteriormente referido, também deve ser explícito que o ajuste entre o rotor e o estator é por interferência, e, por tal facto, se considera $D_m = d_m$. E o valor de E e D são dados da geometria do rotor e da ligação rotor e estator. Retirado o valor do diâmetro do estator $D = 85\text{mm}$, que é dado no Manual de Instruções [5], é possível retirar o valor de E .

O valor de E que é dado pela diferença entre os centros, como se pode ver na figura 29, depende do tipo de geometria da bomba.

Consultando o site da SEEPEX® [6], a geometria da bomba aplicada na ETAR é a básica, *S-geometry*. Com o auxílio do livro *Progressing Cavity Pumps, Downhole Pumps, and Mudmotors* [4] temos a relação:

$$r/2E = 1 \quad (12)$$

Onde r é o raio do rotor, valor que já é conhecido.

Após algumas manipulações de equações resulta:

$$E = 21.25 \text{ mm};$$

$$D = 85 \text{ mm};$$

E, assim, a área é dada por:

$$A = 0.007225 \text{ m}^2,$$

Por fim, resulta a força axial:

$$\mathbf{F_{axial} = 13005 \text{ Newtons.}}$$

Esta força é a calculada numa qualquer secção da zona rotor/estator, onde a área de fluxo é efectivamente esta. Pode-se afirmar que a força axial aplicada nesta zona, indicada como secção 1 na figura 42, é de igual valor, direcção e sentido à aplicada no veio que irá ligar o accionamento à bomba. Esta força axial é sobretudo uma força de reacção que provoca os problemas que foram referidos no capítulo 2, e é perceptível o porque pelo valor da força, que é por si só elevado.

Além desta forma de cálculo, na obra, *Progressing cavity pumps* [3], é apresentada uma fórmula de cálculo da força axial, também aí referida, como força de corte a que estão sujeitos os rolamentos, e é dada por:

$$F_{axial} = \frac{\pi \times \Delta p \times (2E + D)^2}{4} \quad (13)$$

Após substituição das respectivas variáveis resulta:

$$\mathbf{F_{axial} = 22981.7 \text{ Newtons.}}$$

Como se pode verificar, o valor das forças é diferente nos dois casos. Certamente no caso da expressão (13) são incluídos factores de segurança e influências de forças que surgem até aos rolamentos. Uma vez que os rolamentos devem ser sempre bem dimensionados, esta força nunca deve ser calculada por factores de segurança inferiores a 2 [29]. Assim, é compreensível esta diferença.

Como já tinha sido referido, o objectivo ao fazer cálculos teóricos é prever os esforços máximos, pelo que, a força axial a controlar será a dada por *Henri Cholet*:

$$F_{axial} = 22981.7 \text{ Newtons.}$$

5.2.2. O motor eléctrico

O objectivo não será projectar um motor eléctrico, uma vez que não é essa a área de estudo desta tese, mas sim seleccionar um novo motor eléctrico que se adequa à solução.

Esta decisão não exige o cálculo de factores ou de dimensões, apenas se deve ter em conta que:

- O motor deve ser de apoio por patas;
- Deve apresentar a mesma velocidade de rotação do já existente na solução original;
- Deve apresentar a mesma potência do original.

Com estas restrições, recorrendo ao catálogo da WEG® [30], selecciona-se o motor eléctrico:

- A designação da carapaça segundo o IEC, é então, a IM 1001, ou, de acordo com o catálogo [30], IMB3T, pois, apresenta a caixa de derivação por cima da carcaça. A especificação final, de acordo com a flange que apresenta, é IMB14 ou IMB3601. Esta designação significa que o motor tem as patas por baixo e uma ponta de veio;
- A flange é do tipo “Nema-C Flange” (consultar anexo 4);
- Pelas exigências seleccionou-se a eficiência *Standard*;
- Motor de IV polos – 1500 rpm – 50 Hz (manteve-se as características do modelo de motor que estava montado);
- 30 kW ou 40 HP;
- 380V ou 415V;

Além destas características principais, que podem ser consultadas no anexo 4, é aconselhada a consulta do catálogo completo para maior informação. Além das características do motor eléctrico, também no catálogo da WEG® [30] é possível consultar as dimensões da carcaça e da caixa de derivação, assim como os componentes do motor eléctrico (ver anexo 4).

Se o motor se mantiver nas condições de trabalho previstas:

- 12 horas por dia nos 365 dias do ano, durante 12 anos;
- A variação de tensão entre os -5% e +6 %;
- Temperatura ambiente inferior a 40°C;
- Altitude acima da altura do mar até 1000 metros.

E, além disto, cumprir as especificações dadas pelo fabricante, o motor deve apresentar uma redução de potência nula.

5.2.3. Redutor

É neste componente mecânico que surgem as alterações mais importantes, uma vez que se deve prevenir uma quantidade considerável de erros, que surgem devido ao tipo de montagem, de funcionamento e estrutura do redutor. Foi neste componente mecânico que o estudo de dimensionamento apresentou maior incidência.

A análise é bastante extensa pelo que se apresenta um documento anexo ao relatório da tese que aborda somente o estudo deste elemento mecânico, explicitando todas as soluções escolhidas e o seu funcionamento na solução prevista.

O redutor de rodas dentadas cilíndricas helicoidais, com dois andares de redução, é projectado de acordo com as exigências do sistema global de accionamento da bomba e deve ser consultado na parte II: “**Relatório de Construção: Redutor de Engrenagens Cilíndricas Helicoidais**”.

5.2.4. Veio de ligação à bomba

A estrutura de ligação ao veio altera-se a partir do momento em que o veio do redutor não é o veio que acciona directamente a bomba. Surge, pois, a necessidade de produzir um veio que faça a ligação da bomba ao exterior.

Procede-se, assim, ao dimensionamento do veio, que é de certa forma simples, pois, o seu diâmetro deverá ser igual ao que existia inicialmente. Assim, dimensionou-se um veio com 338 mm de comprimento em aço ligado – RPM 32, segundo o catálogo da FRAMADA® [31], cujas propriedades se apresentam na tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades do aço RPM 32

Material:	Aço de construção ligado	
Designação:	RPM 32	[FRAMADA]
Designação:	42 CrMo 4	[DIN]
Propriedades Mecânicas		
s/ coeficiente de segurança		
R_m	75-130	[kg/mm ²]
$R_{p0.2}$	50-90	[kg/mm ²]
A%	10 a 14	
σ_r	1100	[Mpa]
$\sigma_{0.2}$	600	[Mpa]
Dureza	225/380	[HB]

O desenho 2D é colocado na secção “Representações 2D parte I” com o título, “*Veio maciço de ligação da bomba ao sistema de accionamento*”, e os valores de tolerâncias, rugosidade e cilindridade foram obtidos com auxílio da publicação *Desenho de construção Mecânica* [20] e da obra *Desenho técnico básico 3* [32].

5.2.5. Placa Base

Todo o protótipo vai ser montado sobre uma placa que estará apoiada no chão. Esta placa deverá apoiar o motor eléctrico, o redutor e outros elementos que façam parte do sistema de accionamento da bomba. Assim, de acordo com as necessidades, projectou-se uma placa rectangular com as medidas 1625x1000 mm e com 25 mm de espessura

Como a placa se encontra totalmente apoiada no chão, não será necessário calcular resistência à flexão, nem à rotura, pois, não sofre deste tipo de solicitação. A única resistência é à compressão, que será inútil calcular, pois, a placa é em aço, e com 25 mm de espessura. A resistência é muito elevada, pelo que peso do sistema de accionamento não será crítico à resistência à compressão.

5.2.6. Suporte do motor eléctrico

Após cálculo do redutor, verifica-se que os veios de entrada e saída destes (que são colineares) se encontram a uma diferença de altura considerável relativamente ao veio do motor eléctrico, se este fosse apoiado directamente na placa base. Assim deve ser estruturado um suporte do motor eléctrico. Este suporte será constituído por duas peças base:

- Estrutura de suporte em tubo rectangular;
- Placa de apoio às patas do motor eléctrico.

Neste suporte, o cálculo de flexão e rotura é centrado no suporte, uma vez que é o elemento que poderá sofrer de fenómenos de flexão e/ou rotura, devendo ser verificada a resistência à flexão e rotura. Quanto à placa de apoio, apenas devem apresentar as medidas para ficar completamente suportada na estrutura de suporte, e caso esteja toda apoiada, não sofrerá esforços significativos, sendo dispensável o calculo à rotura e/ou flexão.

A construção do suporte foi realizada em função da diferença de alturas entre o veio do motor eléctrico e o redutor, para que estes ficassem coaxiais. As medidas de largura e comprimento do suporte, foram decididas pela distância das patas do motor eléctrico e do tamanho que deveria apresentar a placa de suporte do mesmo, para que este ficasse totalmente apoiado, e, posteriormente, esta (a placa) ficasse totalmente apoiada no suporte.

A construção do suporte foi efectuada por soldadura de tubo quadrangular normalizado, com as medidas:

- 70x70 mm e com 5 mm de espessura de parede;
- As bases das patas foram soldadas ao tubo. São placas quadrangulares de 120x120 mm e com 20 mm de espessura.

O desenho 2D do suporte do motor eléctrico encontra-se na secção “Representações 2D parte I” com o título, “*Suporte do motor eléctrico em tubo oco quadrangular normalizado*”, e os valores de tolerâncias de ambos foram obtidos com auxílio da publicação *Desenho de construção Mecânica* [20] e do livro *Desenho técnico básico 3* [32].

5.2.7. Cobertura de acoplamento flexível

As ligações entre motor eléctrico/redutor e redutor/bomba serão feitas por acoplamentos flexíveis, que são explicados no subcapítulo 5.4. Estas ligações, quando o sistema se encontra em funcionamento, estão animadas de um movimento de rotação a uma velocidade considerável. Este movimento, aliado ao perigo de projecção de uma peça por movimento centrífugo (embora pouco provável, pode acontecer) é um factor a prevenir na estruturação do sistema. Assim, como forma de segurança e também de protecção ao ambiente fabril corrosivo que se encontra na ETAR, devem ser construídas duas coberturas para os acoplamentos.

Os esforços nestas coberturas (duas na solução proposta) são nulos, portanto o seu dimensionamento é simplesmente dimensional, de forma a cobrir o acoplamento e que seja possível de colocar entre os elementos do sistema.

5.3. Análise de deformação do suporte do motor eléctrico

De forma a comprovar a resistência do suporte do motor eléctrico foi efectuada uma análise de deformação com o *software SolidWorks®* [33], onde se analisou a tensão (*Von Mises*), o deslocamento, a deformação e uma equação de factor de segurança, que, por sobredimensionamento se utilizou $FS=10$. A força aplicada é resultado do peso do motor eléctrico e da força a que está sujeito o veio. Como forma de factor de segurança esta força foi sobrevalorizada, e, para os cálculos, aplicou-se uma força de 5000 Newtons. Analisando os resultados, vamos concluir o sobredimensionamento da estrutura. O material seleccionado foi aço ligado.

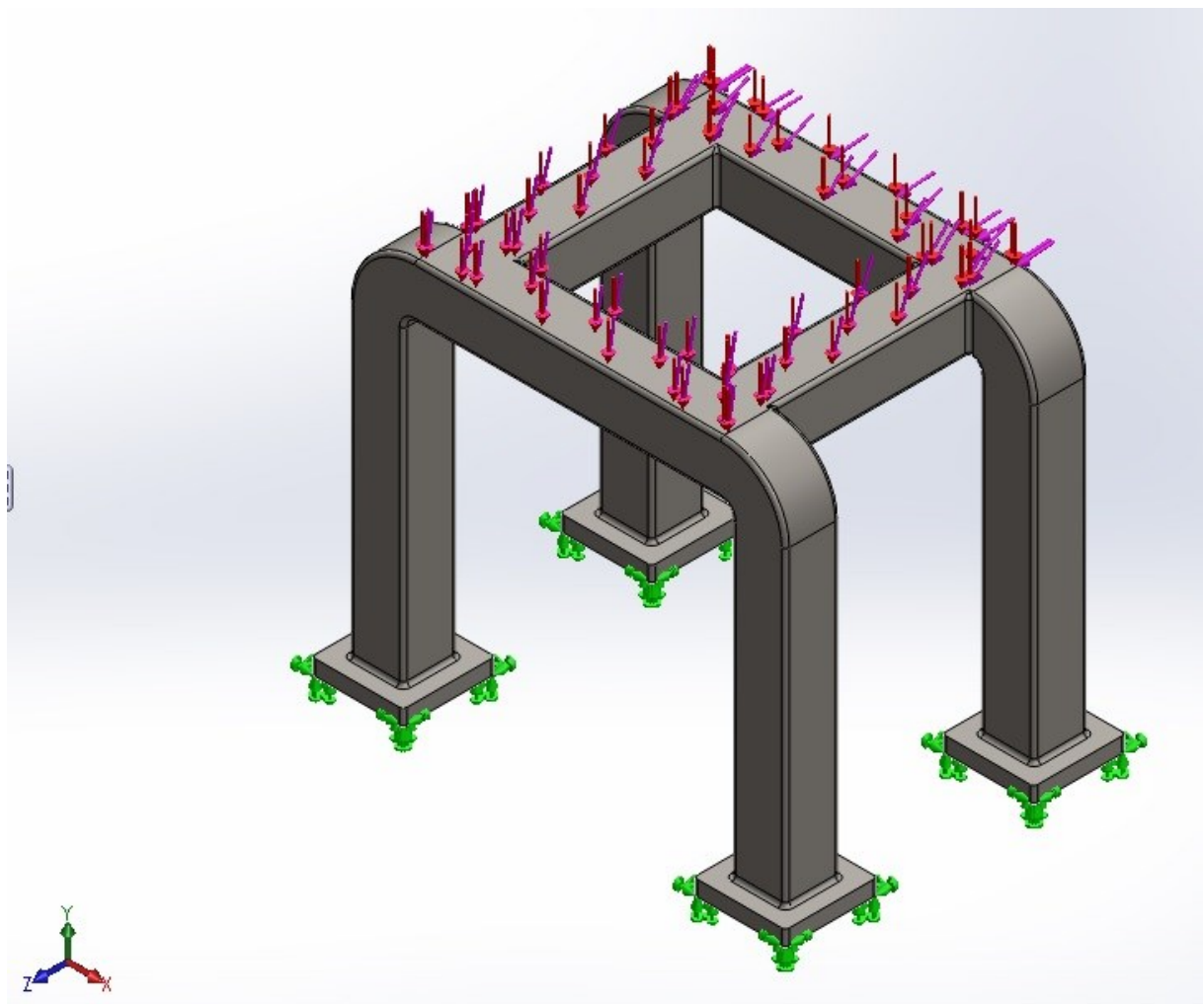


Figura 43 - Suporte de motor eléctrico com apoios fixos (setas a verde) e com solicitação (setas a roxo – Momento; setas a vermelho – Força Vertical) [33].

Além da força vertical aplicada com um factor de segurança, é ainda considerado o momento do movimento do motor sobre a estrutura, que provoca um binário de torção, que está aplicado com as setas a roxo.

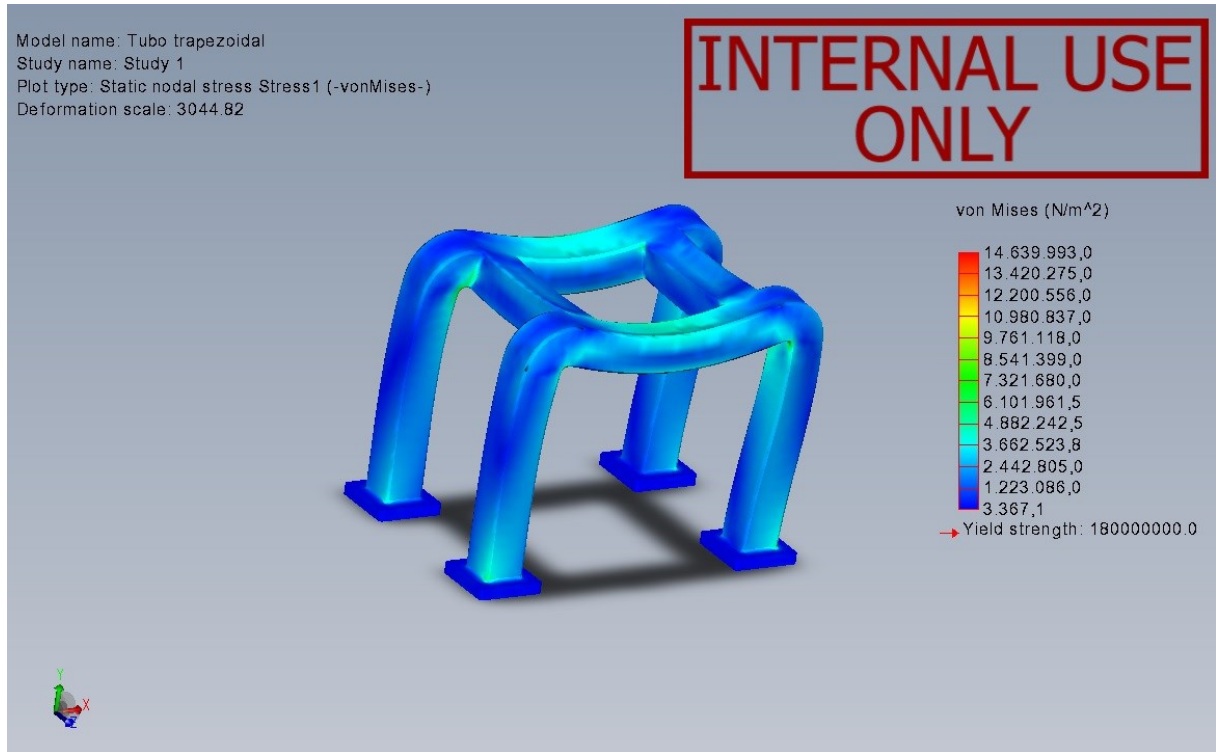


Figura 44 - Tensão de Von Mises sobre o suporte [33].

Após análise da figura 44, verifica-se que a tensão de *Von Mises* apresenta valores baixos, de acordo com a escala de cores. Os valores, raramente, atingem a zona vermelha, ocorrendo apenas nas curvas interiores do tubo, onde se comprova (como era esperado) o maior valor de tensão. Contudo este valor é muito baixo quando comparado ao valor limite calculado pelo *software*. O *software* indica um limite elástico de $180\,000\,000\text{ N/m}^2$ e o valor máximo de tensão, que o suporte atinge, é de $14\,639\,993\text{ N/m}^2$, cerca de 13 vezes menos que o valor limite, comprovando, assim, a resistência à rotura, pela teoria de Von Mises.

Analisando agora a figura 45, que apresenta valores de deslocamento, verifica-se um deslocamento máximo de 0,02439. Após consulta das obras *Shigley's Mechanical Engineering Design* [2], *Fundamentals of Machine component design* [1], *Machine elements in Mechanical Design* [34] e os apontamentos de vibrações de sistemas mecânicos [35], decidiu-se utilizar como limite do deslocamento, 0,1% do comprimento do maior vão, valor este considerado de muita precisão. Sendo o comprimento do menor vão livre, valor este igual a 255 mm, o valor limite seria de **0,255 mm**. Como se verifica, este valor encontra-se muito acima do apresentado no cálculo feito pelo *Solidworks®*.

Como o valor é cerca de 10 vezes menor ao limite, pode-se afirmar que não haverá problemas de rotura ou mau funcionamento devido á flecha no suporte.

Por fim, recorrendo à figura 46 pode-se analisar o factor de segurança, que foi definido como valor mínimo $FS = 10$, normalmente este factor é definido pelo valor 2, contudo, por precaução, definiu-se o valor 10 para este caso. Pela figura podemos reparar que o valor nunca é inferior a 12, sendo as zonas mais criticas onde apoia o motor. Logo, o factor de segurança está sempre acima do pré-definido, sendo possível a utilização do suporte sem riscos.

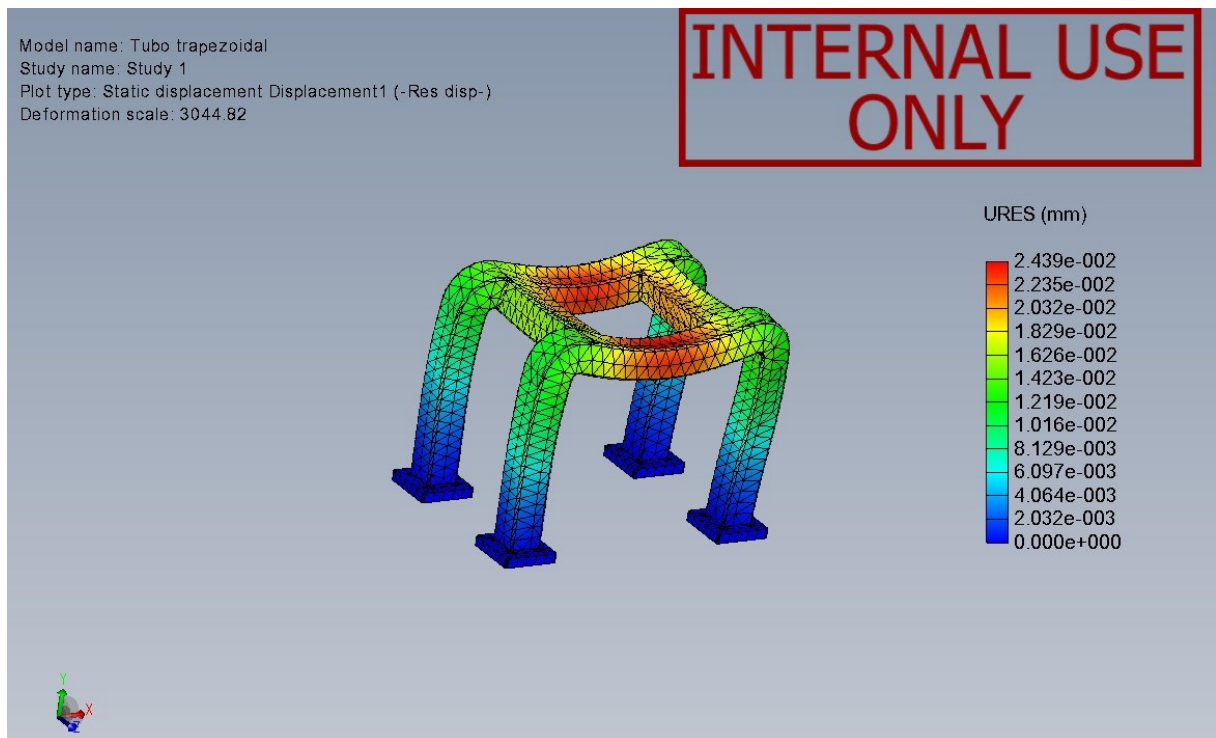


Figura 45 - Deslocamento do modelo de acordo com a solicitação imposta [33].

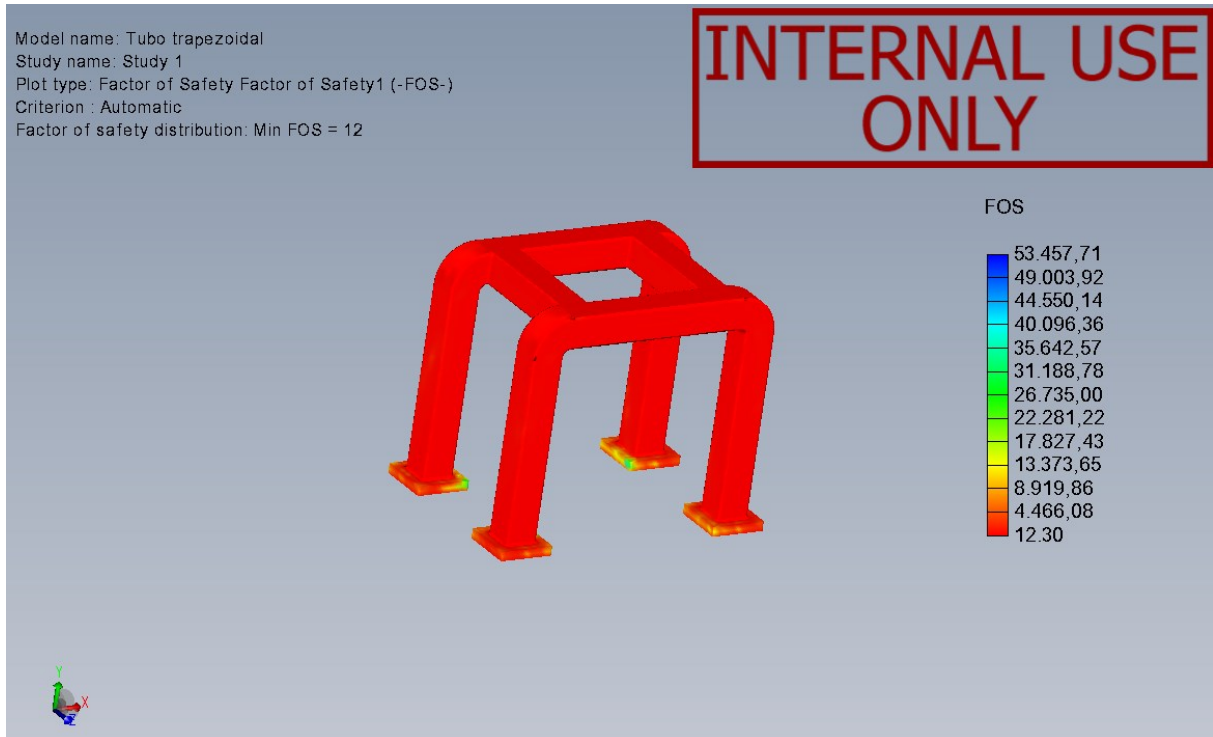


Figura 46 - Análise ao factor de segurança [33].

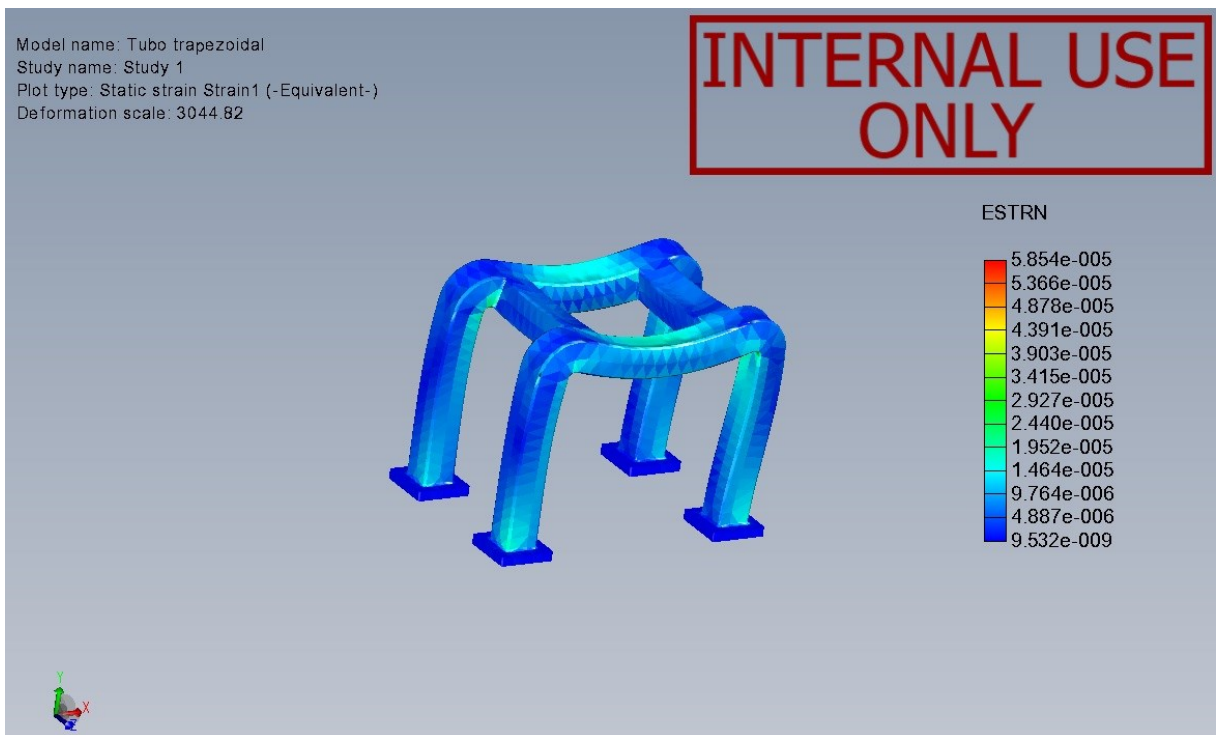


Figura 47 - Alongamento [33].

5.4. Acoplamentos Flexíveis

A forma mais simples e eficaz encontrada para a ligação entre o motor eléctrico/redutor e redutor/bomba foi através de acoplamentos flexíveis. Estes acoplamentos não foram dimensionados, apenas seleccionados de um fabricante, através do catálogo do mesmo.

Seleccionou-se o fabricante *R+W® Coupling Technology* e, através do catálogo fornecido pelo mesmo é possível seleccionar os acoplamentos.

5.4.1. Acoplamento motor eléctrico/redutor

Escolheu-se um acoplamento simples que seja ligado por chaveta. O tipo de acoplamento mais adequado à ligação é o modelo “EK1” do catálogo da RW [36].

A selecção deve ser feita de acordo com o diâmetro dos veios que o acoplamento vai ligar e de acordo com o binário a que este vai estar sujeito. Os veios são o de saída do motor eléctrico, cujo valor vem apresentado no catálogo da *WEG®* [30], e o de entrada do redutor, cujo valor pode ser consultado no documento anexo ao relatório que faz referência à construção do redutor. Assim os valores são:

- D1 (diâmetro do veio do motor eléctrico) = 55 mm;
- D2 (diâmetro do veio de entrada do redutor) = 55mm;
- Binário máximo = 200 Nm.

Com estes valores selecciona-se do catálogo um modelo EK1 450, com o tipo de elastómero B. Assim, a referência deste acoplamento, de acordo com o catálogo da RW [36] é:

- **EK1/800/B/55/55**

Esta referência segue a ordem de Modelo/Série/Tipo de elastómero/Diâmetro D1/Diâmetro D2.

A fixação deste acoplamento é feita por chavetas. No caso do veio do motor eléctrico, a chaveta vem fornecida com o mesmo, e as dimensões são dadas no catálogo da *WEG®* [30]. Quanto à chaveta que liga o veio de entrada do redutor ao acoplamento, deve ser calculada, e o seu cálculo pormenorizado é apresentado na parte II, que faz referência à construção do redutor. Apresentam-se, assim, os valores dessa chaveta na tabela 5. E a referência normalizada é [32]:

- Chaveta acoplamento ao motor eléctrico - **Chaveta paralela fina A ISO 2491 16 × 7 × 100 – St;**

Tabela 5 - Chaveta do veio de entrada do rolamento que liga ao acoplamento flexível.

FtVeioBomba(N)=	24856,58			FtVeioBomba(N)=	24856,58				
bchavetaVeioBomba-normalizado(m)=	0,02			bchavetaVeioBomba-normalizado(m)=	0,02				
L ChavetaVeioBomba (m)=	0,016357233			L ChavetaVeioBomba(m)=	0,016357233				
L ChavetaVeioBomba norm(mm)=	100	bminVeio3(mm)=	20	hchavetaVeioBomba(mm)=	8	T(cubo)(mm)=	3,3	t(veio)(mm)=	5

Os acoplamentos, a partir de um certo diâmetro devem ser fixados axialmente por parafusos sem cabeça com oco hexagonal, e o seu diâmetro está referenciado no catálogo da RW [36]. Assim, temos as referências normalizadas para os parafusos a usar neste acoplamento [32]:

- D1 (55 mm) – Parafuso sem cabeça ISO 4029 – M8 x 16 – A1-50;
- D2 (55 mm) – Parafuso sem cabeça ISO 4029 – M8 x 16 – A1-50.

O elastómero deve ser seleccionado do catálogo e deve apresentar características de resistência a ambientes corrosivos, de forma a poder ser utilizado na ETAR.

5.4.2. Acoplamento redutor/bomba

A escolha deste acoplamento seguiu o mesmo princípio do utilizado na escolha do acoplamento, motor eléctrico/redutor. Assim temos os diâmetros que são dados pelo veio de saída do redutor, que é dimensionado na parte II desta dissertação, “**Relatório de Construção: Redutor de Engrenagens Cilíndricas Helicoidais**” e o valor deve ser lá consultado. O valor do diâmetro do veio da bomba pode ser consultado no desenho 2D, colocado em documento na secção “Representações 2D parte I” com o título, “*Veio maciço de ligação da bomba ao sistema de accionamento*”. O valor de binário máximo pode ser consultado também na parte II desta dissertação, “**Relatório de Construção: Redutor de Engrenagens Cilíndricas Helicoidais**”. Assim, tem-se os três valores principais para seleccionar o acoplamento. São, então, os valores:

- D1 (diâmetro do veio de saída do redutor) = 69 mm;
- D2 (diâmetro do veio de ligação à bomba) = 70 mm;
- Binário máximo = 3193 Nm.

Com estes valores selecciona-se do catálogo um modelo EK1 4500, com o tipo de elastómero B. Assim, a referência deste acoplamento, de acordo com o catálogo da RW [36] é:

- **EK1/4500/B/69/70**

A fixação deste acoplamento é feita por chavetas. Em ambos os casos, foi feito um cálculo de dimensionamento que se apresenta na tabela 6. O comprimento foi escolhido como sendo ponta de veio por consulta do livro *Guide des sciences et technologies industrielles* [18]. Apresentam-se, então, as referências normalizadas das chavetas [32]:

- Chaveta acoplamento do veio de saída do redutor – **Chaveta paralela fina A ISO 2491 20 × 8 × 100 – St**;
- Chaveta acoplamento do veio de ligação à bomba - **Chaveta paralela fina A ISO 2491 20 × 8 × 100 – St**

Os acoplamentos, a partir de um certo diâmetro devem ser fixados, axialmente, por parafusos sem cabeça com oco hexagonal, e o seu diâmetro está referenciado no catálogo da RW [36]. Assim, temos as referências normalizadas para os parafusos a usar neste acoplamento [32]:

- D1 (69 mm) – Parafuso sem cabeça ISO 4029 – M10 x 35 – A1-50;
- D2 (70 mm) – Parafuso sem cabeça ISO 4029 – M10 x 35 – A1-50.

O elastómero deve ser seleccionado do catálogo e deve apresentar características de resistência a ambientes corrosivos, de forma a poder ser utilizado na ETAR.

Tabela 6 – Chavetas do veio de saída do redutor e do veio de ligação à bomba.

FtVeio3(N)=	24856,58			FtVeio3(N)=	24856,58				
bchavetaVeio3-normalizado(m)=	0,02			bchavetaVeio3-normalizado(m)=	0,02				
L ChavetaVeio3 (m)=	0,016357233			L ChavetaVeio1(m)=	0,016357233				
L ChavetaVeio3 norm(mm)=	100	bminVeio3(mm)=	20	hchavetaVeio1(mm)=	8	T(cubo)(mm)=	3,3	t(veio)(mm)=	5
FtVeioBomba(N)=	24856,58			FtVeioBomba(N)=	24856,58				
bchavetaVeioBomba-normalizado(m)=	0,02			bchavetaVeioBomba-normalizado(m)=	0,02				
L ChavetaVeioBomba (m)=	0,016357233			L ChavetaVeioBomba(m)=	0,016357233				
L ChavetaVeioBomba norm(mm)=	100	bminVeio3(mm)=	20	hchavetaVeioBomba(mm)=	8	T(cubo)(mm)=	3,3	t(veio)(mm)=	5

5.5. Ligações

Todos os elementos que devem ser ligados à placa base, foram efectuados por ligações aparafusadas. A escolha não foi criteriosa, apenas se considerando que a força axial era suportada ao corte, pelos parafusos do redutor, e que todas as ligações apresentavam um comprimento de rosca superior ou igual a três vezes o diâmetro (ver figura 47). Embora na publicação de *Desenho de Construção Mecânica* [20] seja imposto que, para betão:

$$j \geq 2d \quad (14)$$

Por motivos de segurança utilizou-se:

$$j \geq 3d \quad (15)$$

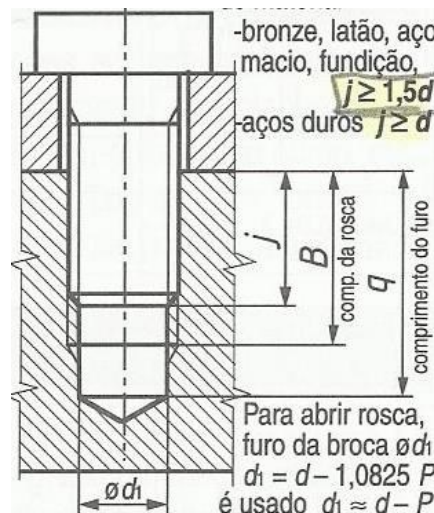


Figura 48 - Ligação por parafuso e peça roscada [32].

5.5.1. Parafusos de fixação do suporte do motor eléctrico

A escolha destes parafusos foi determinada pelos diâmetros e comprimentos normalizados. Uma vez que os esforços axiais devem ser nulos, ou praticamente nulos, o cálculo ao corte é dispensável, pois, os parafusos que serão seleccionados apresentarão sempre valores de resistência ao corte muito superior ao que poderá ocorrer. Assim, seleccionou-se um diâmetro que fosse adequado tendo em conta as patas deste suporte. De forma a não serem exageradamente grandes, nem demasiado pequenos, escolheram-se parafusos M10 de cabeça hexagonal. O suporte é constituído por 4(quatro) patas e cada uma é fixa com 4 (quatro parafusos). Logo serão necessários 16 parafusos.

O comprimento deve ser:

$$l - h_{placa\ base} - h_{patas} \geq 3d \quad (16)$$

Então sendo: $h_{placa\ base} = 25\ mm$, $h_{patas} = 20\ mm$ e $3d = 30\ mm$, resulta:

$$l \geq 75\ mm$$

Assim, resulta a referência normalizada dos parafusos, que fixam o suporte do motor eléctrico [32]:

- 16 × Parafuso de cabeça hexagonal ISO 4014 – M10 × 80 – A2 – 50

5.5.2. Parafusos de fixação das patas do motor eléctrico

O motor eléctrico assenta numa placa que, por sua vez, está apoiada no suporte do motor eléctrico. Também esta ligação é toda ela feita por parafusos. Neste caso, a tarefa consiste, somente, na escolha do comprimento, uma vez que as patas já vêm com furo e definem, assim, o diâmetro dos parafusos. Esta ligação faz-se por parafuso hexagonal e porca do mesmo tipo, e deverá apresentar uma anilha onde encosta a porca.

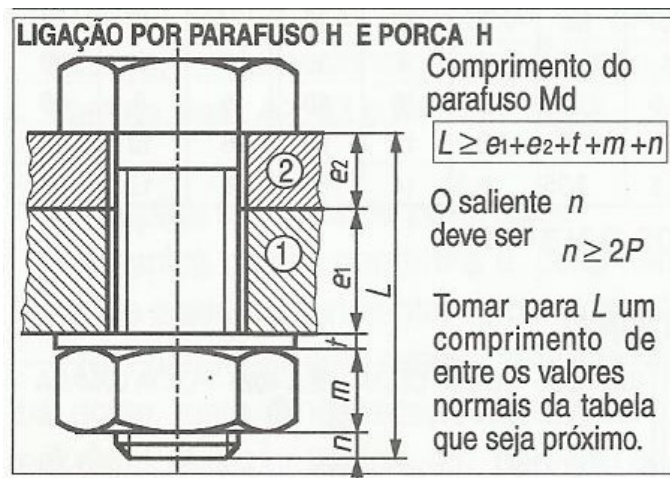


Figura 49 - Ligação por parafuso H e porca H [32].

Pelo diâmetro do furo da pata do motor eléctrico, o parafuso deverá ser um M16, assim como a porca e anilha. O comprimento será dado por:

$$l \geq h_{patas} + h_{placa\ eléctrico} + e_{tubo\ quadrangular} + h_{porca} + h_{anilha} + 4\ mm \quad (17)$$

$$l \geq 137.9\ mm$$

Assim, resulta a referência normalizada dos parafusos que fixam o motor eléctrico ao suporte [32]:

- **4 × Parafuso de cabeça hexagonal ISO 4016 – M16 × 140 × 44 – 4.8**

E para as porcas [32]:

- **4 × Porca hexagonal ISO 4034 – M16 – 5**

E para as anilhas [32]:

- **4 × Anilha ISO 7089 – M16 – A140**

5.5.3. Parafusos de fixação das coberturas dos acoplamentos flexíveis

Como já se tinha referido anteriormente estes dois elementos do sistema têm a simples função de cobrir/proteger os acoplamentos flexíveis, não estando sujeitos a qualquer tipo de esforços. Portanto, os seus parafusos não necessitam de ser dimensionados ao corte, ou qualquer esforço. A escolha foi meramente estética, de forma a não serem demasiado pequenos, nem demasiado grandes. Apenas foi respeitada a equação (13). Escolheu-se parafusos hexagonais M10, e foi calculado o comprimento pela equação (14).

Os valores das variáveis são: $h_{placa\ base} = 25\ mm$, $h_{patas} = 5\ mm$ e $3d = 30\ mm$,

$$l \geq 60\ mm$$

Os parafusos utilizados na cobertura do acoplamento, motor eléctrico/redutor, são iguais aos utilizados na cobertura do acoplamento, redutor/bomba, e, como cada uma das coberturas está fixa por 4 (quatro) parafusos, serão necessários 8 (oito) parafusos deste tipo. Assim, resulta a referência normalizada dos parafusos que fixam as coberturas dos acoplamentos flexíveis [32]:

- **8 × Parafuso de cabeça hexagonal ISO 4014 – M10 × 60 – 5.6**

5.5.4. Parafusos de fixação do redutor

Este é o caso de ligação aparafusada que requer maior atenção, uma vez que será nestas que parte, ou mesmo toda a força axial será controlada. No sistema final apresentam-se dois tipos de fixação à placa base pelo redutor, uma vez que se fez dois tipos (um com caixa fabricada por fundição e outro com caixa fabricada por soldadura). Como será feita referência mais à frente, o sistema final é apresentado com os dois tipos de caixa de redutor, e análise é feita para os dois casos na parte II da dissertação “**Relatório de Construção: Redutor de Engrenagens Cilíndricas Helicoidais**”.

O diâmetro do furo em ambos os casos é igual, pelo que o cálculo do diâmetro do parafuso seria o mesmo para os dois. Contudo, este furo já está feito e definido que o parafuso a utilizar deverá ser um M24. Perante isto, o que devemos calcular para resistência ao corte é o material. Sabe-se que a força de corte é dada sobretudo pela força axial que foi calculada 5.2.1.

Como o diâmetro já está definido, e é igual para os dois casos, o que difere de um caso para o outro, no caso da caixa fundida, é o redutor ser fixado por meio de 8 (oito) parafusos e, no caso da caixa soldada, ser fixado por meio de 4 (quatro) parafusos. A equação (16) que foi retirada da obra *Guide des sciences et technologies industrielles* [18] permite calcular a força máxima de corte suportada por um parafuso.

$$F_{maxi} = 0,9 \cdot R_e \cdot S_{eq} \quad (18)$$

Quando a ligação é feita por vários parafusos, basta multiplicar (16) pelo número de parafusos presentes na ligação. Assim, irá ser feito o cálculo de resistência ao corte para o caso mais crítico, que é o da caixa soldada, uma vez que apresenta 4 (quatro) parafusos, enquanto que, no caso da caixa fundida, esta é fixada por 8 (oito) parafusos.

Os valores conhecidos da equação 16 são a F_{maxi} , que é dada pela força axial calculada em 5.2.1 acrescida de um valor como factor de segurança, a secção equivalente, S_{eq} , que é por sua vez dada em *Guide des sciences et technologies industrielles* [18] e o número de parafusos. O valor 0,9 é a taxa de carga (ou seja, é dada uma margem de segurança de 10%).

Os valores conhecidos são: $S_{eq} = 353 \text{ mm}^2$; $F_{maxi} = 22981.7 \text{ Newtons} + FS = 30000 \text{ Newtons}$

Por manipulação da equação (16) resulta:

$$R_e \geq \frac{30000}{0,9 \cdot 353} \Rightarrow R_e \geq 94,43 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

O limite elástico R_e , apresenta um valor muito baixo, que, na prática, seria ainda mais baixo, pois, ao resultado acima, deveria ser feita uma divisão por 4 (quatro) que é o numero dos parafusos da ligação. Este valor prova que o parafuso é sobredimensionado, que a ligação verifica resistência ao corte, e é suficiente para controlar a força axial que foi calculada em 5.2.1.

**CAPÍTULO 5 – DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO PARA ACCIONAMENTO DE UMA
BOMBA PARA LAMAS ESPESSAS**

Através de *Guide des sciences et technologies industrielles* [18], verifica-se que não existe nenhum parafuso com $R_e < 180 \text{ N/mm}^2$. Logo, qualquer tipo de aço seria aceitável.

Respeitando a equação (13) e recorrendo à equação (14) pode-se calcular o comprimento dos parafusos.

Os valores das variáveis são: $h_{placa\ base} = 25 \text{ mm}$, $h_{patas} = 40 \text{ mm}$ e $3d = 72 \text{ mm}$,

$$l \geq 137 \text{ mm}$$

O número de parafusos necessários varia de um caso para o outro sendo necessário 8 (oito) parafusos no caso da caixa fundida e 4 (quatro) no caso da caixa soldada. O aço escolhido não foi o mais frágil, embora fosse possível, pois nunca se escolhe um aço de dureza inferior à classe 4.8 [20]. Assim, têm-se, as referências normalizadas:

- **8 × Parafuso de cabeça hexagonal ISO 4014 – M24 × 140– 5.6-** (caixa fundida);
- **4 × Parafuso de cabeça hexagonal ISO 4014 – M24 × 140– 5.6-** (caixa soldada);

5.5.5. Ligação veio oco da bomba a veio de ligação à bomba

Originalmente esta ligação estava assegurada por um pino cilíndrico normalizado. Por análise de problemas ocorridos, pensou-se que uma alteração ligeira, de forma a segurar e posicionar esta ligação.

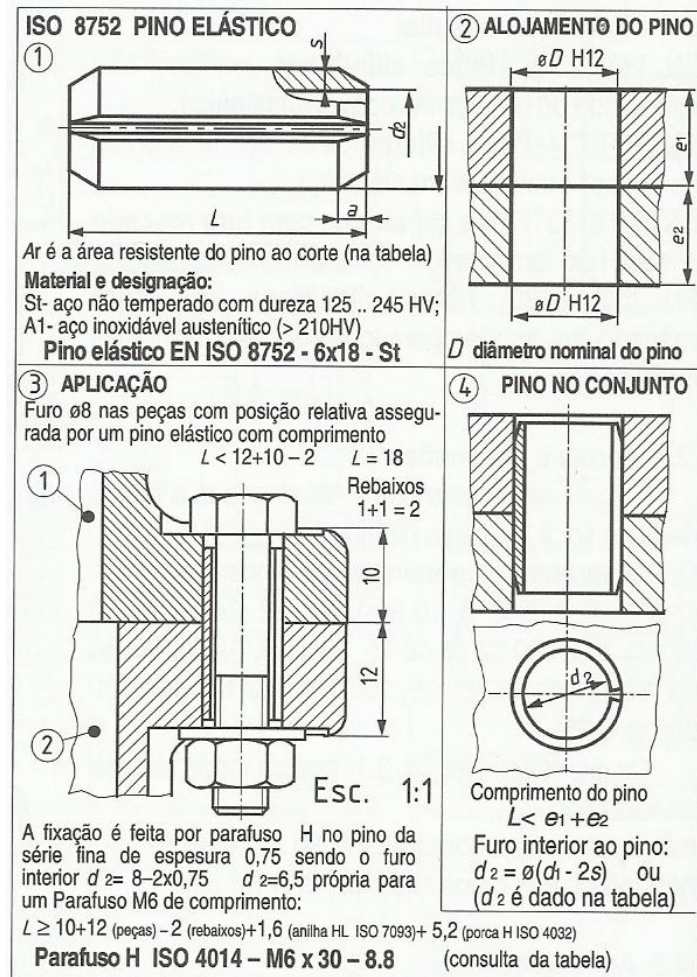


Figura 50 - Pinos elásticos e aplicação [32].

A opção passou pela colocação de um pino elástico com um parafuso hexagonal (ver figura 49).

O pino deverá ser um pino elástico. Pela sebeta *Desenho de Construção Mecânica* [20], o pino deve apresentar um diâmetro que varia com o diâmetro do veio onde vai colocado pela seguinte relação:

$$\frac{D_{\text{veio ligação}}}{5} \leq d_{\text{pino}} \leq \frac{D_{\text{veio ligação}}}{3,3} \quad (17)$$

O que produz um valor de diâmetro de pino: $14\text{ mm} \leq d_{\text{pino}} \leq 21,21\text{ mm}$

E, pela normalização, escolheu-se o diâmetro de 21 mm. A decisão foi feita sobre o veio de menor diâmetro, pois, é o que ficará mais frágil com o furo do pino. O comprimento deve ser dado pela soma das duas espessuras menos dois milímetros:

$$L < e_1 + e_2 \quad (17)$$

Que neste caso será o diâmetro do veio oco, logo:

$$L < 122\text{ mm}$$

E a referência normalizada será:

- **Pino elástico EN ISO 13337 – 21 × 120 – St;**

Como se pode verificar na figura 48, a ligação é feita por parafuso e porca. Esta ligação deve apresentar um parafuso M16, de acordo com o livro *Desenho técnico básico* 3 [32], com o comprimento mínimo dado pela equação (18), resultando:

$$l \geq \phi_{\text{veio oco}} + h_{\text{porca}} + h_{\text{anilha}} + 4\text{ mm} \quad (15)$$

A porca será $h_{\text{porca}} = 15,9\text{ mm}$; a anilha $h_{\text{anilha}} = 3\text{ mm}$ e resulta:

$$l \geq 144,9\text{ mm}$$

Pode-se, agora, apresentar as referências normalizadas do parafuso, porca e anilha para esta ligação.

A referência normalizada para o parafuso é:

- **Parafuso de cabeça hexagonal ISO 4016 – M16 × 150 × 44 – 4.8**

Para a porca [32]:

- **Porca hexagonal ISO 4034 – M16 – 5**

E para a anilha [32]:

- **Anilha ISO 7089 – M16 – A140**

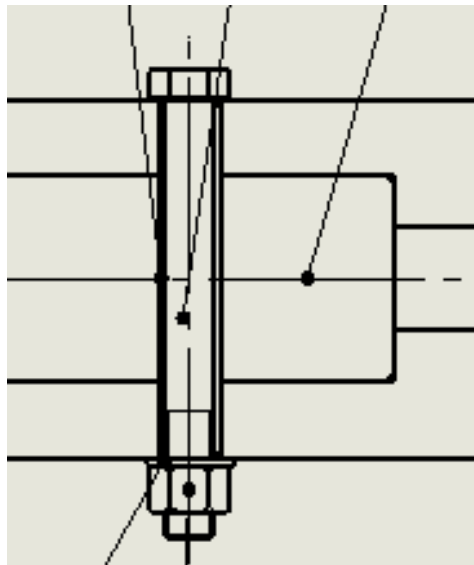


Figura 51 – Exemplo da Ligação do veio de ligação á bomba e do veio da bomba (corte figurativo).

Como se pode notar pela figura 50, a existência do parafuso, assegura uma melhor fixação entre os dois veios, e a orientação dos mesmos é guiada pelo pino elástico.

5.6. Caixa de empaque

Como foi referido no capítulo 2, também neste elemento surgem problemas, uma vez que, na solução existente, a caixa de empaque e os empaques são ajustados sem lubrificação, o que exige um aperto muito justo. Quando ocorrem fugas, há uma deterioração rápida do vedante e o líquido a ser bombeado chega rapidamente ao redutor, misturando-se com o lubrificante e provocando danos irreversíveis.

A análise deste elemento não foi muito aprofundada por falta de tempo. Contudo, foi pensada uma melhoria de solução onde a alteração seria sobretudo na caixa de empaque, na zona de alojamento dos empaques, que poderá ser visto na figura 51.

A diferença é o fabrico de reentrância na zona de contacto com o veio, ou seja nas tampas que alojam o empaque, para que o fluído que é bombeado funcione como massa lubrificante e, ao acumular-se nas reentrâncias, impeça a passagem do mesmo para fora da caixa de empaque ou para outros elementos do sistema.

Embora nesta nova solução global não haja problema com a saída de líquido que é bombeado para fora da caixa de empaque, pois não há outros elementos mecânicos directamente ligados a esta, não havendo perigo de contaminação de

lubrificação de um dos componentes mecânicos, é importante que seja possível verificar este fenómeno, pois, pode ser um modo de saber que o vedante já se encontra danificado e deve ser substituído.

A solução exposta foi auxiliada pela obra, *The practical pumping handbook* [14] que faz referência as caixas de empaque e foi desenhada com auxílio do livro *Atlas de construção de máquinas – volume 3* [37]. As alterações estão assinaladas com círculos vermelhos, que é a colocação de ranhuras nas juntas de retenção.

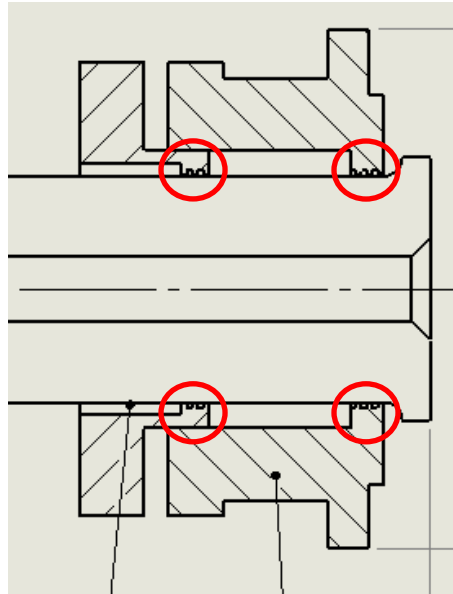


Figura 52 – Esquema da Caixa de empaque alterada.

Como foi estudado no capítulo 4, uma solução ainda mais eficaz seria a utilização de um anel pioneiro, por onde se faria a lubrificação, tal como é referido no capítulo 4. Mas isto exigiria alteração da caixa de empaque, e como já foi referido, por falta de tempo não houve um estudo mais pormenorizado deste aspecto.

5.7. Desenho 2D do projecto final

Após terem sido definidos todos os componentes ao longo do capítulo 5, apresenta-se, finalmente, o projecto final, com o desenho 2D de todo o sistema que foi projectado. Com auxílio dos *softwares Solidworks®* [33] e *AutoCAD2013®* [38] foi possível realizar todos os desenhos 2D dos elementos ao longo do capítulo, assim como os do projecto final.

Os desenhos 2D são obtidos a partir do *Solidworks®*, pelo que surgem certas linhas que podem ser confundidas com cortes. Contudo, na maioria das vezes estas

linhas são apenas raios de concordância. No caso de serem cortes, estão devidamente evidenciados.

Apresenta-se então o projecto da solução final em dois documentos distintos.

5.7.1. Projecto final com o redutor com caixa fabricada por fundição

Ao longo de todo o projecto foram sempre estudadas duas soluções, uma com a caixa do redutor fabricada por fundição e outra com a caixa do redutor fabricada por soldadura. O desenho 2D das duas soluções é muito idêntico. Ocorrendo apenas alterações no redutor e na forma como este é fixado à base.

A folha utilizada é A1, e apresenta-se no desenho uma tabela com os principais componentes da solução, não é feita uma referência ao parafuso e pino de guiamento da caixa de empaque pois esta análise já foi feita no documento anexo ao relatório com o título "*Ligação a bomba*".

No caso do redutor com caixa fabricada por fundição, a fixação das patas é feita por oito parafusos, como já foi referido no subcapítulo 5.5, e o desenho 2D apresenta uma representação esquemática de toda a solução, com cortes nas zonas de ligações de parafusos e nos acoplamentos, de forma a ser perceptível a montagem dos mesmos.

Para maior detalhe, apresenta-se o documento anexo a este relatório com o título "*Final 2D*".

5.7.2. Projecto final com o redutor com caixa fabricada por soldadura

A fixação, neste caso, é feita pelo mesmo parafuso normalizado, mas com apenas 4 (quatro), em vez dos 8 (oito) utilizados na solução anteriormente descrita.

Os moldes do desenho são em tudo idênticos ao anterior, alterando, ligeiramente, a posição de alguns elementos, por necessidades de montagem.

Para maior detalhe, apresenta-se o documento anexo a este relatório com o título "*Final Soldado 2D*".

5.8. Comentários finais e conclusões

A solução por cujo desenvolvimento se optou, exige a construção de alguns elementos e obriga a um certo cuidado quanto a alguns deles, devido às ligações, que nem sempre são simples.

***CAPÍTULO 5 – DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO PARA ACCIONAMENTO DE UMA
BOMBA PARA LAMAS ESPESSAS***

Os vários desenhos 2D permitem perceber as peças no seu contexto individual, assim como orientam a compreensão do desenho 2D das soluções finais apresentadas.

Há vários aspectos que foram decididos por escolha do projectista, outros por necessidade da solução que foi adoptada, e outros ainda por exigência da natural evolução da soluções que, às vezes, obriga a alterações estruturais e/ou dimensionais.

A solução apresenta a finalidade pretendida que consistia em encontrar uma forma de fixar os elementos a uma base, e evitar que todos estivessem em balanço no funcionamento da bomba.

Certamente, há aspectos que, depois de estudos de optimização, seriam alterados e melhorados. No entanto, a solução projectada cumpre com todos os requisitos que se tinha imposto inicialmente, e será, certamente, uma melhoria significativa no modelo existente.

Os desenhos 2D são a base de todo o relatório e, portanto, de toda a solução. A análise destes é importante para a compreensão do trabalho realizado. Por esse motivo é que todos eles apresentam uma estrutura simples e compreensível, de acordo com as normas ISO de desenho técnico.

Capítulo 6

Conclusões e trabalhos futuros

6.1. Conclusões

Como trabalho de projecto, a grande dificuldade é sempre a aplicabilidade da solução proposta, que, não sendo conseguida inviabiliza todo o projecto desenvolvido.

A primeira conclusão que se pode tirar é que a solução apresenta-se como uma forma viável de melhorar o sistema de accionamento existente na bomba da ETAR e como tal, é aplicável ao mundo real.

O estudo teórico dos elementos, que se foram desenvolver, permitiu compreender que, na prática, surgem alguns factores que não são considerados no estudo teórico. Este facto obriga a que a solução seja, constantemente, sobredimensionada, quando comparada com os cálculos teóricos. Esta decisão é possível porque há informação sobre o que ocorre durante o funcionamento da bomba no local em que está montada, e, assim pode-se projectar e construir de acordo com as exigências que surgem na prática.

O estudo do redutor foi o ponto fulcral do relatório, exigindo vários cálculos de fadiga, flexão e rotura, e o redimensionamento de vários componentes de forma a cumprir com os requisitos de funcionamento. Por tal importância, apresenta um relatório anexo a este com toda a informação sobre o mesmo.

O estudo feito sobre os livros que fazem referência à construção de elementos de máquinas oferece uma variada gama de soluções, o que obriga a uma boa caracterização do problema para que a solução escolhida seja a mais correcta.

As bombas de cavidades progressivas são bombas complexas, cujo funcionamento é pouco conhecido, apresentando exigências que não são impostas por outras bombas. O estudo rigoroso deste tipo de bombas foi fulcral para a solução proposta ser uma opção viável.

O projecto de uma solução, desde a sua raiz (retirando o motor eléctrico), obriga a um constante processo de iteração, ou seja, há uma necessidade de constantemente alterar componentes já projectados para que o conjunto seja viável. A harmonia dos elementos é uma exigência para que a solução funcione, e esta só é possível se a adaptação for feita de forma constante e periódica ao longo do trabalho de projecto.

O conhecimento dos *softwares Solidworks®* [33] e *AutoCAD2013®* [38] foi a ferramenta base para a realização do projecto. As exigências de complexidade nalguns pontos, obrigou a um conhecimento aprofundado dos dois poderosos *softwares* de desenho em computador.

Houve dois grandes obstáculos durante a realização do projecto. O primeiro foi a imprecisão da origem dos problemas. Sabia-se que existiam problemas na bomba e quais eram, mas a origem dos mesmos era uma incógnita. Existia uma noção do que poderia provocar aquele tipo de problemas, mas não havia uma prova concreta de onde surgiam, dificultando o estudo inicial da solução e levantado constantes entraves. Este facto exigia que qualquer que fosse a solução deveria prever todas as possíveis origens de problemas, obrigando a uma solução muito mais alargada e abrangente, que exige a consideração de solucionamento a vários pontos críticos

O segundo obstáculo deparou-se com a inexistência de um problema tipo. A literatura de projecto de máquinas faz referência a muitos sistemas de accionamento, redutores, moto-redutores, motores eléctricos, que podem ser aplicados ao caso que é apresentado, mas nenhum deles é considerado ideal para o problema proposto, obrigando, assim, a uma análise intensiva dos vários protótipos de accionamento existentes, e seleccionar um que cumprisse da melhor forma os requisitos.

Perante as necessidades do trabalho desenvolvido, ganhei um conhecimento muito considerável não só na área de projecto mas também sobre bombas de cavidade progressiva.

Em conclusão, o desenvolvimento da solução presente neste relatório é uma base para o estudo aprofundado de sistemas de accionamento em bombas para lamas espessas, sendo, assim, um contributo para o desenvolvimento de soluções de engenharia, que constituía o objectivo máximo deste trabalho.

6.2. Trabalhos futuros

O desenvolvimento deste trabalho é uma base para o estudo de sistemas de accionamento de bombas para lamas espessas, como foi referido no subcapítulo anterior. Há aspectos relevantes ainda a ser estudados neste tema, que será de todo o interesse explorar.

O melhoramento do conjunto estator/rotor é um ponto que pode melhorar o sistema de accionamento. Um estudo sobre as leis de *Moineau* mais intenso seria um trabalho importante neste ramo.

Como foi sendo referido, a parte da bomba em si não foi muito explorada, por falta de tempo. Um dos pontos críticos é a caixa de empaque, à qual não foi feito um estudo rigoroso. Um trabalho futuro passava, certamente, por fazer um estudo sobre este elemento mecânico e formas de melhorar o seu funcionamento, ou mesmo realizar um estudo sobre materiais de empaque em compósitos.

A optimização dos sistemas é uma necessidade nos dias de hoje. A solução apresentada é, como já aqui foi dito, uma base para novos desenvolvimentos. A criação de uma análise por elementos finitos a este tipo de soluções em modo estático e em funcionamento, iria permitir otimizar estruturas e melhorar aspectos, que não são possíveis de determinar sem ser por elementos finitos.

Como objectivo próprio, e também possibilidade de trabalho futuro, seria um estudo neste tipo de bombas. Embora exista já alguma literatura no ramo das bombas de cavidade progressiva, foi um desafio o estudo das mesmas e seria de todo o interesse desenvolver mais este tipo de bombas, que passaria por realizar se um estudo de desenvolvimento de ligações rotor/estator, na excentricidade ou mesmo sobre os movimentos relativos da bomba.

Numa visão empreendedora, seria importante o estudo da possibilidade de fabricar esta solução, não em grande escala, mas numa aplicação do âmbito das ETAR. Sendo possível, era necessário a elaboração de relatórios de construção da solução e uma análise de optimização económica.

Referências

- [1] R. C. Juvinall e K. M. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design - 5th Edition, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [2] R. G. Budynas e J. K. Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design - 9th Edition, USA: McGraw-Hill, 2011.
- [3] H. Cholet e C. Wittrisch, Progressing Cavity Pumps, Paris: Technip, 2013.
- [4] L. Nelik e J. Brennan, Progressing Cavity Pumps, Downhole Pumps, and Mudmotors, Houston: Gulf Publishing Company, 2005.
- [5] SEEPEX®, "Instruções de serviço e manutenção - Bomba de Cavidade Progressiva.," Seepex®, 2001.
- [6] Seepex®, "Progressive Cavity Pump - Seepex," 2011. [Online]. Available: www.seepex.com. [Acedido em 6 Junho 2013].
- [7] Seepex®, *Your advantages: our pumps.*, Germany: Seepex, 2011.
- [8] Seepex®, *Your advantages: pumps in hopper design.*, Germany: Seepex, 2011.
- [9] Bockwoldt GmbH & Co. KG, *Operating Instructions - Three-Phase Asynchronous Motors*, Sehmsdorfer: Bockwoldt®, 2009.
- [10] Bockwoldt GmbH & Co. KG, *Helical Geared Motors - CB 00-11*, Sehmsdorfer: Bockwoldt®, 2012.
- [11] Bockwoldt GmbH & Co. KG, *Operating Instructions - Helical Gear Boxes, Shaft-mounted Helical Gear Boxes, Worm Gear Boxes, Helical-Bevel Gear Boxes*, Sehmsdorfer: Bockwoldt®, 2005.
- [12] Bockwoldt GmbH & Co. KG, *Operating Instructions - Helical Gear Boxes, Shaft-Mounted Helical Gear Boxes*, Sehmsdorfer: Bockwoldt®, 2009.
- [13] I. J. Karassik, P. J. Messina, P. Cooper e C. C. Heald, Pump Handbook 3rd Edition, United States of America: McGraw-Hill, 2001.

- [14] R. Mackay, *The Practical Pumping Handbook*, Oxford: Elsevier Ltd., 2004.
- [15] A. J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps - Theory, Design and Application*, London: John Wiley & Sons, Inc., 1948.
- [16] J. Gravesen, "The geometry of Moineau pump," Technical University of Denmark, Denmark, 2008.
- [17] N. Aage, J. Donaldson , Y. Feng, Y. v. Gennip, H. Grann, J. Gravesen, A. Hlod, T. S. Jensen, A. A. Larsen, K. Malakpoor, S. Markvorsen, D. Moreno, pa, P. i. panhuis, P. Rogen e E. Vondenhoff, "Mathematical problems for Moineau pumps," Grundfos®, USA, 2006.
- [18] J.-L. FANCHON, *Guide des sciences et technologies industrielles - 2ème édition*, Paris: Nathan-AFNOR, 2012.
- [19] D. N. Reshetov, *Atlas de Construção de Máquinas - volume 2*, Brasil: Renovada livros culturais Ltda., 1979.
- [20] J. A. Almacinha e J. S. Morais, *Desenho de Construção Mecânica*, Porto: FEUP, 2010.
- [21] Monoflo®, "Monoflo Pumps," 2012. [Online]. Available: www.monoflo.com. [Acedido em 9 Junho 2013].
- [22] Can-K®, "Can-k Products," 2007. [Online]. Available: www.can-k.com. [Acedido em 9 Junho 2013].
- [23] Kudu Industries Inc., "Kudu Bringing Solutions to surface," 2011. [Online]. Available: www.kudupump.com. [Acedido em 9 Junho 2013].
- [24] Sew-Eurodrive®, "SEW EURODRIVE," 2013. [Online]. Available: www.sew-eurodrive-pt. [Acedido em 9 Junho 2013].
- [25] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi e W. W. Huebsch, *Fundamentals of Fluid Mechanics - 6th Edition*, Asia: Jonh Wiley & Sons Pte Ltd., 2010.
- [26] R. Bran e Z. de Souza, *Máquinas de Fluxo - Turbinas-Bombas-Ventiladores*, Rio de Janeiro: Ao livro técnico S.A., 1969.

- [27] F. M. White, *Fluid Mechanics* - 4th edition, Europe: McGraw-Hill®, 2002.
- [28] J. Gamboa, A. Olivet, J. Iglesias e P. Gonzalez, “Undertanding the performance of a progressive cavity pump with a metallic stator,” em *Proceedings of the Twentieth International pump users symposium*, Venezuela, 2003.
- [29] SKF®, *Rolling Bearings Catalogue*, Sweden: SKF® Group, 2013.
- [30] WEG Equipamentos Eléctricos S.A., *W22 Three-Phase Electric Motor Technical Catalogue European Market*, Brasil: WEG®, 2011.
- [31] F. Ramada, Aços e indústrias, S.A, “Catálogo interactivo - <http://www.ramada.pt/index.php?op=18&PHPSESSID=354b0e75e9d23179f8d4a94409e69aaa>,” FRAMADA®, Ovar, 2010.
- [32] J. M. d. Simões Morais, *Desenho Técnico Básico 3*, Porto: Porto Editora, 2007.
- [33] Dassault Systèmes, *SolidWorks® Premium 2012 x64 Edition*, France: Solidworks®, 2012.
- [34] R. L. Mott, *Machine Elements in Mechanical Design* - 4th edition, New Jersey: Pearson Prentice Hall™, 2004.
- [35] J. D. Rodrigues, “Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos,” DEMEC - FEUP, Porto, 2012.
- [36] R+W® Couplings, “Servomax® Elastomer Couplings,” R+W GmbH, Germany, 2009.
- [37] D. N. Reshetov, *Atlas de construção de máquinas* - volume 3, Brasil: Renovada livros culturais Ltda., 1979.
- [38] Autodesk®, *AutoCAD® 2013*, Autodesk, Inc., 2012.
- [39] Kempchen & Co. GmbH, *Packing RamiVal K41*, Germany: Kempchen, 2011.

Anexos

Anexo 1 - Instruções de serviço e manutenção - Bomba de cavidade progressiva

seepex.



Instruções de serviço e manutenção

29.01.01

Bomba de cavidade progressiva

gama	tamanho-pressão máxima
BTI	35 -24

3107

No de série
129683

BOMBA DE TRANSPORTE DE LAMAS ESTABILIZADAS

Estas instruções de serviço e manutenção incluem informação de segurança importante, bem como instruções para instalação, arranque, serviço e manutenção do equipamento seepex. E, por isso, essencial que os técnicos responsáveis reportem às mesmas antes de iniciarem qualquer trabalho com o equipamento. Devem, por isso, estar em local facilmente acessível.

seepex.



Instruções de serviço
e manutenção
Bomba de cavidade progressiva

Índice

item	documento	denominação
1. 0. 0	OM.GEN.01p	Geral
2. 0. 0	OM.SAF.01p	Segurança
	OM.SAF.02p	Protecção Segundo Desagregador
3. 0. 0	OM.TRA.01p	Transporte e Armazenamento
4. 0. 0	OM.DES.01p	Descrição dos acessórios da bomba seepex
5. 0. 0	OM.INS.01p	Montagem e Instalação
6. 0. 0	OM.COM.01p	Arranque e Paragem
7. 0. 0	OM.MAI.20e	Service and Maintenance
	OM.PJT.02p	Montagem da Articulação
	OM.HBD.01p	Braçadeira Montagem
	OM.BBK.01p	Desagregador Montagem / Desmontagem
	OM.LUB.01p	Desagregador Plano de Lubrificação
8. 0. 0	OM.REC.01p	Paragens, motivos e resoluções
9. 0. 0	OM.ACC.01p	Documentação Auxiliar
9. 0. 0	129683	<u>Ficha</u>
	CHA.35-24e	Characteristic Curves
	295-001D1	Desenho em corte
		Lista de Peças
	OM.SEA.Ap	Empanque
	OM.SEA.01p	Empanque
	OM.WPS.20p	Peças de desgaste e juntas
	295-A10/0350-D-008A3	Desenho com as dimensões
	SL.GPU.01p	Traducción de la lista bancadas y opciones
	OM.SPT.01p	Ferramentas
	ZU.MAS.02p	Manga de protecção da junta universal
	TI.TMF.02e	Thermistor Sensor / PT100
	702-000/0000-0-008E3	Sectional drawing TSE-pumpside parts
	SL.TSE.01p	Lista de traducción de piezas TSE en la bomba
	TI.FRU.01p	Ligação Eléctrica dos Conversores de Frequência
10. 0. 0		Documentação do fornecedores geared motor CB9-200/L/4DF-SL
99. 0. 0	OM.ADR.01e	seepex Subsidiaries

notas técnicas

instrução para mudança do estator 1550 mm
ref. item 5.2.1.3

Óleo especial para junta Typ 10324
Ref. item 7.2.1.3 147 cm3

Data Sheet

129683

Page 1

seepex
 order no. P41802/2000 commission no. 129683
 date 29.11.00

customer Setal Degremont Lda.
 purchase order no. DSE 2000 1288 item/denomination BP 07
 project E699873P - ETAR de Sobreiras

1 off seepex progressive cavity pump
 type BTI 35 -24 /B2-B3-L8-F0-A-X

conveying product

U U SC0068

denomination	<u>dewatered sludge from centrifuge</u>		
rate of solids	28-35 %	viscosity	non flowable
size of solids	no advice	pH-value	neutral
density	no advice	temperature	ass. ambient, 20° C
composition	no advice		
remarks			

performance data

	nom.	min	max
conveying capacity	10,00	3,00	12,00 m ³ /h
pump speed	110	40	150 rpm
press in press. branch	8,0		18,0 bar
press in suct. branch	flooded (mandatory)		
differential pressure	bar		operating torque Nm
required drive power	30,00 kW		starting torque Nm
remarks	capacity, rotation and power depend on d.s., filling level and pressure		

technical pump data

range	BTI	kind of install.	horizontal
size	35	direction of rot.	counter clockwise
pressure stage	24	pos. of hopper	1
component	material	design/option	
lantern - lantern, etc.	grey cast iron GG 25	standard	
feed hopper	steel St 37-2	with separate inlet hopper	
suction connection		1000x460 mm	
pressure branch	grey cast iron GG 25		
pressure connection		DN 125 PN 40 DIN 2535	
joint	standard	with universal joint sleeve protection (rotor side)	
joint grease	10324		
joint seal	NBR Perbunan		
coupling rod	steel St52-3	with feed screw / progressive pitch	
rotor	C 45	standard Duktıl coated 250 µm	
stator	NBR Perbunan	TSE-design	
gland housing	grey cast iron GG 25	standard	
packing	K 41		
plug-in shaft	1.4021	drilled ø70x125	
special designs			

bridge breaker data

component	material	design/option
gland housing	grey cast iron GG 25	standard
packing	K 41	
paddle shaft	St 37-2	standard

Data Sheet

129683

Page 2

general operating data

kind of operation continuous operation - 8 h/day
 site of installation indoor
 remarks

drive

type	geared motor	ratio	i=
make	Bockwoldt		
model	CB9-200/L/4DF-SL		nom./ min- max
mounting position	IMB5	output speed	89/ - rpm
flange dia	350 mm	motor speed	1450/ - rpm
output shaft	716/0700-003B4	frequency	50/ 21- 84 Hz
type of adjustment	frequency control		
speed transmitter			
speed indication			
special/accessories			

electric motor

nominal power	30 kW	voltage	400/690 V
nominal speed	1450 rpm	rated frequency	50 Hz
mounting position	IM	protection	IP55
starting	dir. at frequ. inv.	thermal class	F
special/accessories	with 3 PTC thermistors, without relay		
	terminal box position		
	2b		

baseplate

standard	BT12-ST-LS	material	steel
drawing no.	809-200/0350-D-012A3	surface	varnished
special/accessories	sidefeet		

bridge breaker drive → *N5 a/Hvu*

type	geared motor	motor nom. power	4.00 kW
make		motor speed	1450 rpm
model	RT80/2/M112/B3	voltage/frequency	230/400 V/50 Hz
output speed	69 rpm	protection	IP55
mounting position	IMB3	thermal class	F
type of adjustment			
special/accessories	i = 20.63		

bridge breaker coupling → *N5 a/Hvu*

make	Bipex	coupling protection	
model/size	BWN 127	material	Alu
drillings	φ40H7/φ45H7 NSt	surface	
remarks		drawing no.	295-898/0700-0-103A4

dry-running protection device

model	TSE	voltage	
delivery scope	pump-sided parts with temperature sensor PT 100 without control device		
remarks			

Data Sheet

129683

Page 3

frequency inverter

make	ABB	output voltage	3 x 0...U net
model	ACS 601-0040-3-	output frequency	1-100 Hz
motor nominal power	30,00 kW	output nom.current	62,00 A
electrics	3x380-415 V/50 Hz	construction	built in unit IP21
control input	0-10V,0/4-20 mA	accessories	mains filter LCD control panel

painting

execution	standard
colour	RAL 5013 (blue)
remarks	

additional tag

text	yes BP 07
------	--------------

packing

packing type	
marking	Enc. DSE 2000/1288

documentation

dimensional drawing no.	295-A10/0350-D-008A3	operating manual	6 copy Portuguese copy
sectional drawing no.	295-001D1		
shaft sealing sect.view			

QA-documentation

Quality Inspection Certificate DIN 55350-18-4.1.1
certificate of compliance acc. to EN 10204-2.1

additional accessories / special designs / remarks

Consignment including:

=====

- 1 x seepex control type SLC0
incl. software "seepex sludge conditioning SLC0"
- control of the sludge level and the lime dosing
 in the pump feed hopper
- control of the processes
connection voltage: 230 V, 50 Hz
installation: into frontal cutout of switch cabinet
enclosure: front IP64 / housing IP30
dimensions: 72 x 144 x 278 mm
- accessories: 10 piece coupling relay 24V/230V
- 1 x Ultrasonic level measuring make Endress + Hauser:
- Ultrasonic sensor type FDU80 with cable of 5 m length
- alignment unit type FAU40-2G
- measuring transmitter type FMU860 for wall mounting
connection voltage 230 V/50 Hz
output signal 4-20 mA
- 1 x Frequency inverter to control the lime-dosing
make ABB, type ACS 101-1K1-1, for motor nominal power 0.55 kW
output nom. current max. 3.0 A
electrics 1 x 200-240V / 50Hz
output voltage 3 x 0 - U net
control input 0 - 20mA

Data Sheet

129683

Page 4

built-in unit IP21
accessories: - LCD keypad type ACS-PAN-A
- mains filter

- 1 x temperature sensor type Pt100
with internal thread G 1/2"
for installation in sludgepipe
1-3 m behind the pump
- 1 x pressure transmitter
make: Armaturenbau
type: PTM(r)
measuring range: 0-40 bar
flange DN50 PN40 with diaphragm occluding to front
output signal 4-20mA
material: 1.4571
pressure transmitter without display
fitted to flange pressure transmitter type 7510

order desk
phone

Stefanie Piontek
02041.996-0

sales engineer
issue

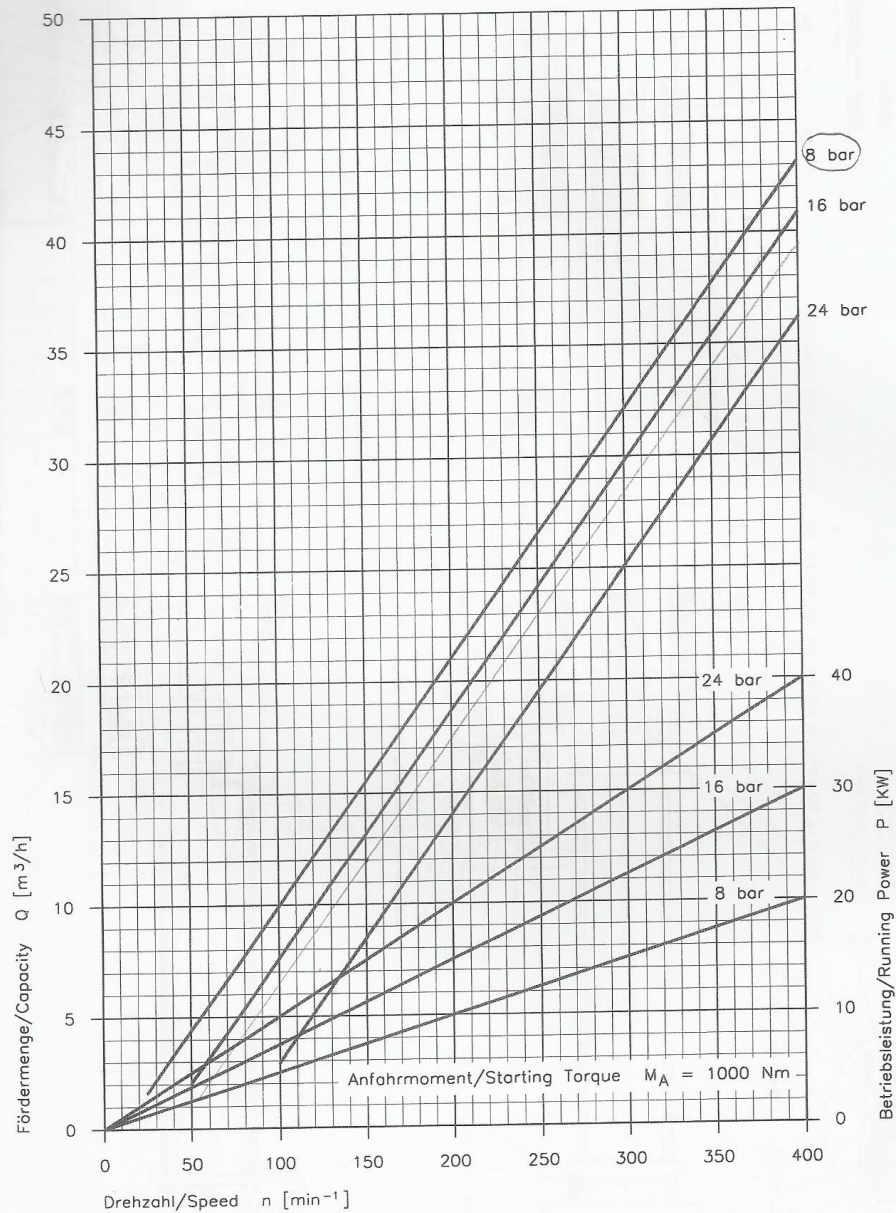
Johannes Beckmann
29.01.01 / 10:08

seepex.



35-24

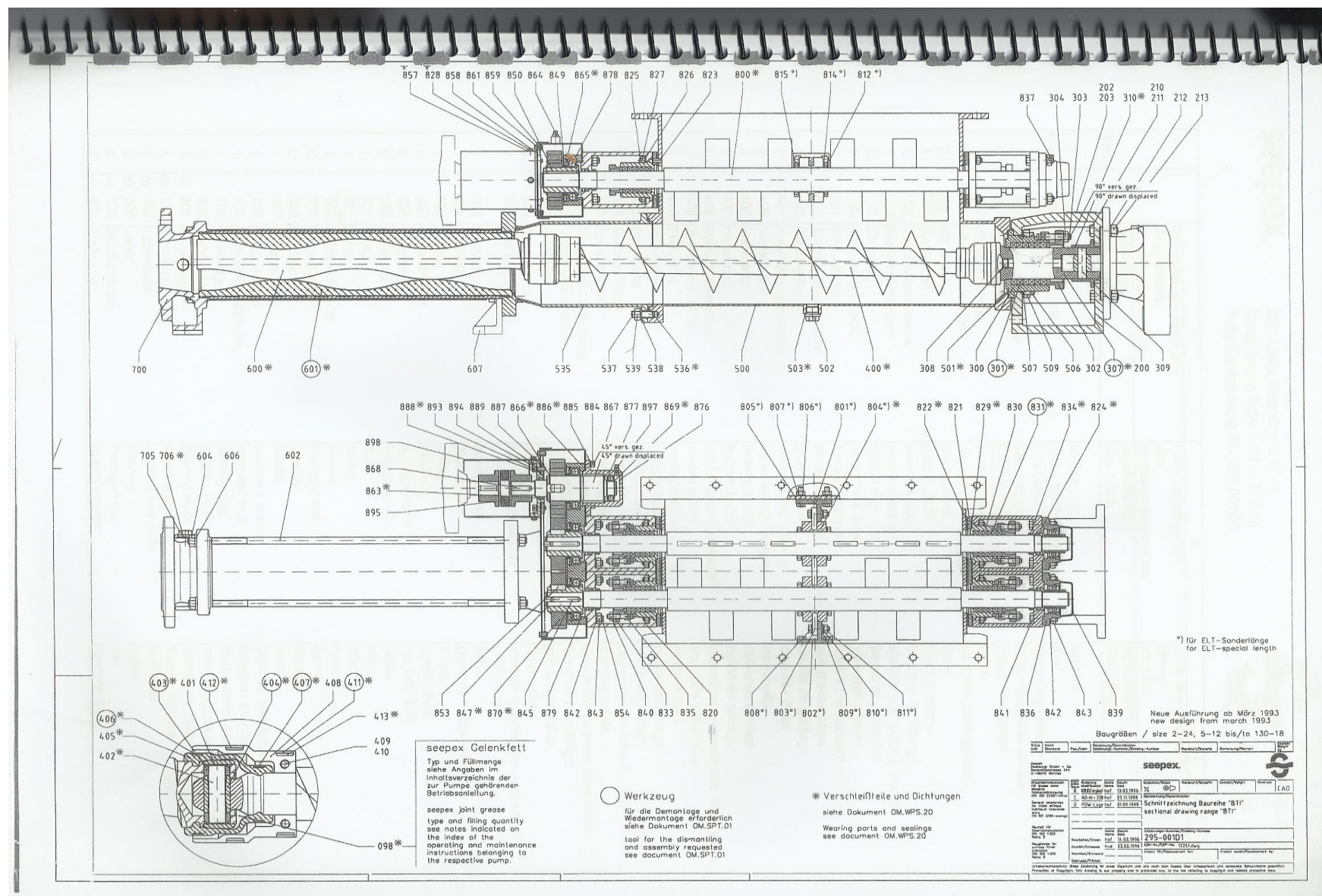
Kennlinien/Characteristic Curves
Baugröße/Size
35-24



Werte bezogen auf Wasser 20°C ; Hinweise zur Antriebsauslegung siehe PER
Values based upon water 20°C ; For notes on drive selection refer to PER

CHA.35-24

A 11.93d/e



seepex.

Stückliste Baureihe BTI
Baugrößen 2-24, 5-12 ... 130-18
Schnittzeichnung Nr. 295-001D1

Dokument
document SL.295.001defAusgabe
issue D / 01.09.99Blatt
sheet 1 (3)

Stck.	Pos.	d	e	f
		Stückliste Baureihe BTI Baugrößen Schnittzeichnung Nr.	Parts list range BTI size sectional drawing No.	Liste des pièces BTI séries plan no.
		Benennung Stck. / Pos.	denomination Qty. / item	désignation Qté. / Poste
1	200	Lateme	lantern	lanterne
2	202	Halbrundkerbnägel	round head grooved pins	rivet
1	203	Typenschild	type plate	plaque signalitique
1	300	Stopfbuchsgehäuse	gland housing	boîtier de presse étoupe
6	301	Packungsring	packing ring	bague d'étoupage
1	302	Stopfbuchsbrille	packing gland	fouloir
2	303	Hammerschraube	gland bolt	vis à tête rectangulaire
2	304	6kt-Mutter	hexagon nut	écrou
1	307	Steckwelle	plug-in shaft	arbre à broche
1	308	Verschlusschraube	screwed plug	bouchon de vidange
1	309	Steckwellenbolzen	plug-in shaft pin	cheville pour arbre à broche
1	310	Spritzring	splash ring	bague de projection
1	400	Transportschnecke	auger feed screw	vis transporteuse
2	401	Gelenkhülse	retaining sleeve	douille d'articulation
2	402	Kuppelstangenbolzen	coupling rod pin	axe d'articulation
4	403	Führungsbuchse	guide bushing	douille de guidage
2	404	Kuppelstangenbuchse	coupling rod bushing	chemise d'axe
2	405	Manschette	universal joint sleeve	manchette
2	406	Halteband	holding band	collier de serrage
2	407	Halteband	holding band	collier de serrage
1	408	Manschettenschutz	universal joint protector	protection métallique des manchettes
2	409	Zylinderschraube	socket screw	vis à tête cylindrique
2	410	Federring	spring washer	rondelle frein
1	411	Halteband	holding band	collier de serrage
1	412	Halteband	holding band	collier de serrage
1	413	Gummieinlage	rubber ply	noyau de caoutchouc
1	500	Einlauftrichter	feed hopper	trémie d'entrée
1	501	Sauggehäusedichtung	casing gasket	étanchéité du carter d'aspiration
1	502	Verschlusschraube	screwed plug	bouchon de vidange
1	503	Dichtring	sealing ring	joint d'étanchéité
4	506	Stiftschraube	stud bolt	boulon fileté
4	507	Fächerscheibe	fan type lock washer	rondelle à dents chevauchantes extérieures
4	509	6kt-Mutter	hexagon nut	écrou
1	535	Stopfteil	stuffing part	pièce de compression
1	536	O-Ring	o-ring	o-ring
6	537	Stiftschraube	stud bolt	boulon fileté
6	538	Federring	spring washer	rondelle frein
6	539	6kt-Mutter	hexagon nut	écrou
1	600	Rotor	rotor	rotor
1	601	Stator	stator	stator
4	602	Spannschraube	tie bolt	tirant
12	604	6kt-Mutter	hexagon nut	écrou
12	606	Scheibe	washer	rondelle
1	607	Stützbock	trestle	ped
1	700	Druckstutzen	pressure branch	bride de refoulement
1	705	Verschlusschraube	screwed plug	bouchon de vidange
1	706	Dichtring	sealing ring	joint d'étanchéité
2	800	Paddelwelle	paddle shaft	arbre à palettes
1	o) 801	Lagerbock	bearing stool	tréteau du palier
1	o) 802	Lagerbock	bearing stool	tréteau du palier
1	o) 803	Lagerplatte	bearing sole plate	fondation
2	o) 804	Lager	bearing	palier
8	o) 805	6kt-Schraube	hexagon bolt	vis
8	o) 806	Federring	spring washer	rondelle frein

seepex.

Stückliste Baureihe BTI
Baugrößen 2-24, 5-12 ... 130-18
Schnittzeichnung Nr. 295-001D1



Dokument SL.295.001def

Ausgabe D / 01.09.99

Blatt 3 (3)

Stck.	Pos.	d	e	f
		Stückliste Baureihe BTI Baugrößen Schnittzeichnung Nr. Benennung	Parts list range BTI size sectional drawing No. denomination	Liste des pièces BTI séries plan no. désignation
		Stck. / Pos.	Qty. / item	Qté. / Poste
1	886	O-Ring	O-ring	O-ring
1	887	Klemmring	clamping ring	anneau de serrage
1	888	O-Ring	O-ring	O-ring
1	889	Dichtringaufnahme	sealing ring seat	logement de l'anneau d'étanchéité
4	893	Zylinderschraube	socket screw	vis à tête cylindrique
4	894	Federring	spring washer	rondelle frein
1	895	Kupplung	coupling	accouplement
1	897	Schmiernippel	lubrication nipple	raccord fileté de graissage
1	898	Kupplungsschutz	coupling guard	protection d'accouplement
	o)	für ELT Sonderlänge:	for ELT special length:	pour ELT longueur spéciale:
	1)	entfällt bei Baugrößen 35-24, 70 und 130	is deleted for sizes 35-24, 70 and 130	ne pas valable pour les séries 35-24, 70 et 130
	098	seepex Gelenkfett Typ und Füllmenge siehe Angaben im Inhaltsverzeichnis der zur Pumpe gehörenden Betriebsanleitung	seepex joint grease for type and filling quantity refer to index of operating instruction belonging to pump	seepex graisse d'articulations voir sommaire pour type et quantité
		Verschleisteile und Dichtungen: siehe Dokument OM.WPS 20d	Wear parts and sealings refer to document OM.WPS 20e	Pièces d'usure et étanchéités voir document OM.WPS 20f
		Werkzeuge: Für Demontage und Wiedermontage erforderlich siehe Dokument OM.SPT.01de	Tools: required for disassembly and reassembly, refer to document OM.SPT.01de	Outils: Requis pour le démontage et le remontage, voir document OM.SPT.01fe

seepex.

Manual de instruções
Bomba de Cavidade Progressiva
Conjunto de Peças de Reserva



Dokument
document

OM.WPS.20p

Blatt
sheet

1 (1)

Ausgabe
issue

C / 16.09.99

Peças de desgaste e juntas

Tamanho: 2-24, 5-12 bis 130-18
Tipo: BTI, TINS, TI
Construção: 295

Tamanho: 2-24, 5-12 bis 17-12
Tipo: BTCI
Construção: 299

Para evitar despesas devidas a longos momentos de inoperância da bomba, **seepex** recomenda a aquisição de um conjunto peças de reserva e de um conjunto de juntas. A tabela abaixo mostra os componentes desses conjuntos.

Designação da peça	pequeno conj. peças de reser	grande conj. peças de reserva	conj. de juntas	Número do item de acordo com o desenho da bomba e lista de peças	
Rotor		1		600	
Estator 2)	1	1		601	
Junta universal		2		405	
Cavilha		2		402	
Casquilho 2)		4		403	
Braços e casquilhos		1/2		400/404	
Casquilho 2)		2		404	
Junta do corpo			1	501	
Abraçadeira pequena 2)		2		407	
Abraçadeira grande 2)		2		406	
Juntas do empanque 2)	1	1		301	
Empanque mecânico			1	330	
Junta do empanque			4	503, 517, 706	
Anel de borracha			1	310	
Junta da porta de limpeza				307	
Veio intermédio 2)		1			
Massa lubrificante				098	1 cart. 300 gr (c. 315cm³) quantidade de massa por junta, ver espec. técn.
Ferramentas				Essencial para a montagem, ver Ponto 9, documento OM.SPT.01	
Junta			1	536	
Veio e braços		2		800	
Junta		1		822	
Junta do corpo		4		829	
Junta do empanque	1	1		831	
Freio		4		847	
Junta			1	863	
Junta em V		4		834	
Roda dentada do redutor		3		870	
Abraçadeira		1		411	
Abraçadeira		1		412	
Tira de borracha		1		413	
Rolamento		1		804	
Junta		4		824	
Freio		3		865	
Freio		4		866	
Junta		1		886	
Junta		1		888	
Freio		1		869	

2) ver ferramentas item 9., documento OM.SPT.01

seepex®

Translation list-baseplates and options
 Traducción de la lista de bancadas y opciones
 Tradução da lista de bases e opções



Dokument
document

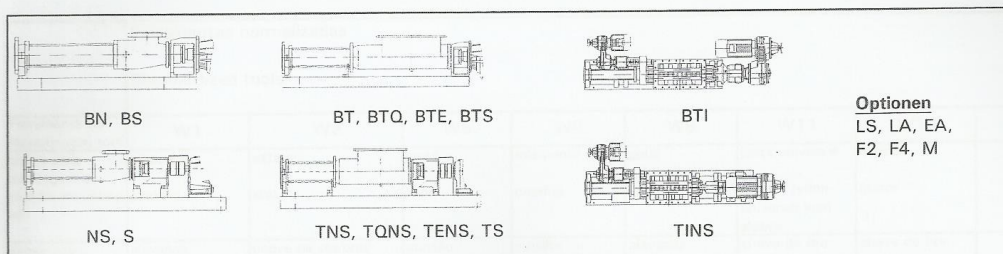
SL.GPU.01espp

Blatt
sheet

1(1)

Ausgabe
issue

A / 15.09.97



item poste	e	sp	p
	description dimensional drawing dimensions sheet	Descripción Plano de dimensiones hoja de dimensiones	descrição desenho com as dimensões folha com as dimensões
8001	pump	bomba	bomba
8018	by pass	tubería de recirculación	tubagem de recirculação
8019	safety valve	válvula de seguridad	válvula de regurança
8100	drive / gear	accionamiento / reductor	accionamento redutor
8101	motor	motor	motor
8106	drive	accionamiento	accionamento
8200	baseplate	bancada	bancada
8215	cover	tapa	tampa
8222	stone bolt	tornillo de anclaje	parafuso de fixação
8251	grounding connection	conexión a tierra	ligação à terra
8269	support	soporte	suporte
8300	coupling	acoplamiento	acoplamento
8301	coupling guard	guarda-acoplamiento	protecção
8306	coupling	acoplamiento	acoplamento
8307	coupling guard	guarda-acoplamiento	protecção
8312	V-belt pulley	Transmisión por poleas	polias
8313	V-belt pulley	Transmisión por poleas	polias
8314	V-belt	correa	correia
8315	V-belt protection	protección de correa	protecção
8400	macerator	macerador	macerador
8401	drive	accionamiento	accionamento
8820	switch box	interruptor	interruptor
	dimension for stator replacement design see pump data sheet flow direction counter clockwise clockwise	espacio para desmontaje del estator para diseño ver hoja de datos dirección de flujo sentido contra agujas de reloj sentido agujas de reloj	espaço para desmontagem do estator, ver ficha com dados da direcção do fluído sentido contra os ponteiros do relógio e oposto

Anexo 2 – K41

Packing RamiVal K41

Made of ramie yarn with PTFE dispersion and an impregnation of silicon oil.



- ☐ Static
☒ Pumps
☐ Valves

Mechanical Properties:

maximum Pressure [bar]		60
maximum Speed [m/s]	rotating	10
	oscillating	4
Temperature Stability [°C]	from	-20
	to	+120

Standard-Size in Millimetres:

3	4	5	6	8	10	12	14	15	16	18	20	22	24	25
14	23	36	52	93	145	209	284	326	371	470	580	702	835	906

Weight per meter in g

Remarks:

K41P with paraffin oil.

Resistances:

Drinking water, foodstuff	●
Water, waste water, boiler feed water	●
Gases, air, nitrogen	●
Dilute acids, inorg./org. saline	○
Strong acids	×
Dilute alkaline solutions	○
Strong alkaline solutions	×
Oils, greases	●
Heat transfer media	×
Solvents	○
Organic media	●
Adhesive cement, bitumen	×
Media with abrasive particles	○
Paints, lacquers	×

● = resistant ○ = limited resistant × = not resistant

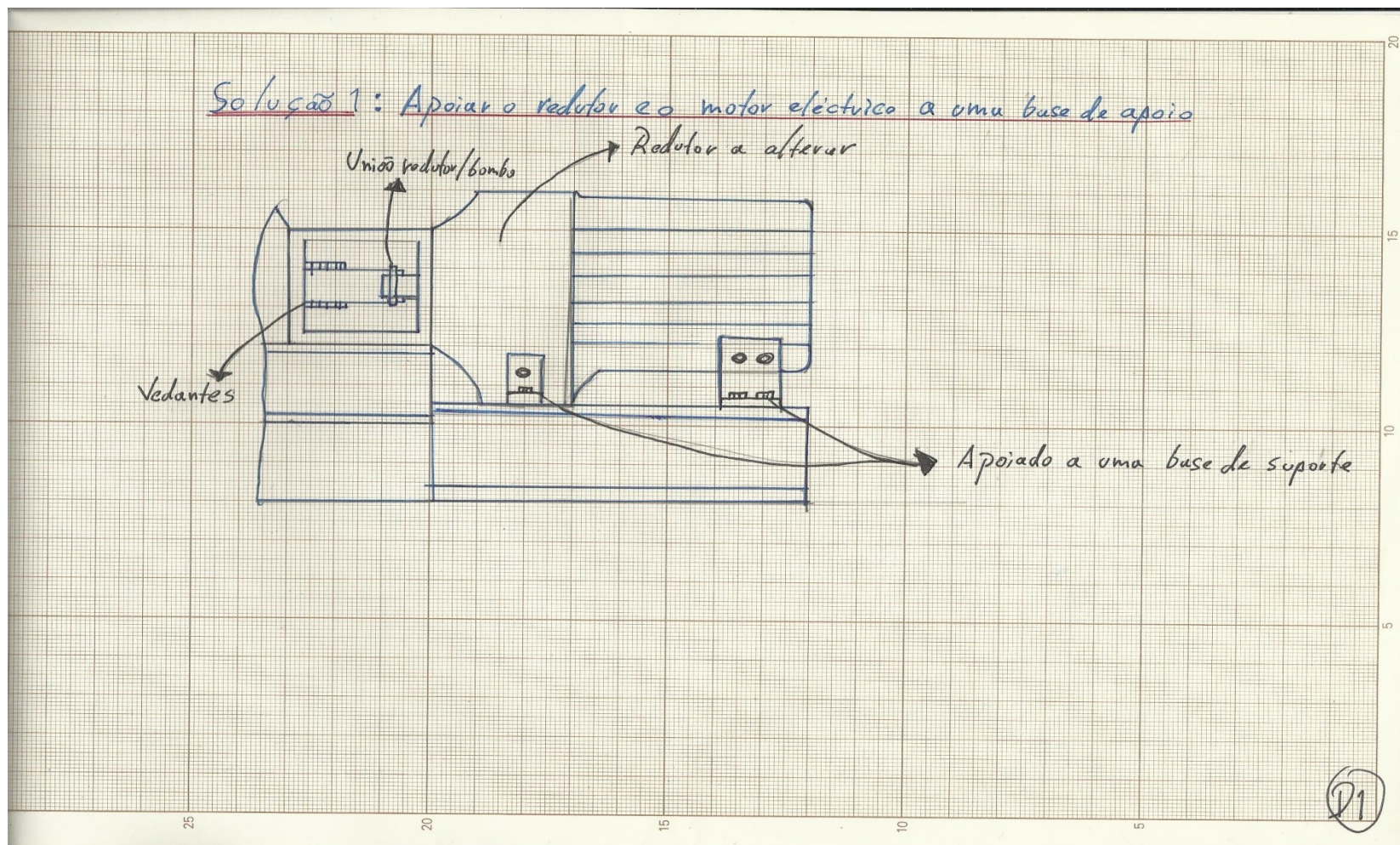
kempchen
the right choice!

Gaskets • Packings • Expansion Joints • Rubber and Plastic Parts

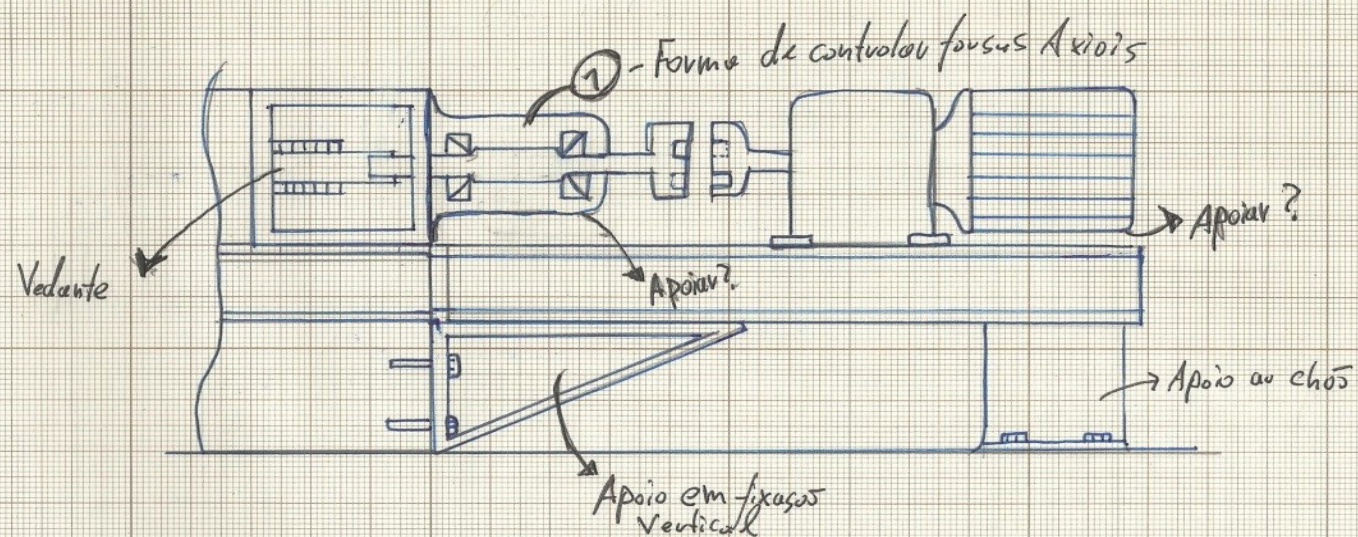
XXXX/0399/0000

kempchen & Co. GmbH
 Alleestr.4 • D-46049 Oberhausen
 Tel.: ++49 208 8482-0 • Fax ++49 208 8482-285
 E-mail: info@kempchen.de
 URL: www.kempchen.de

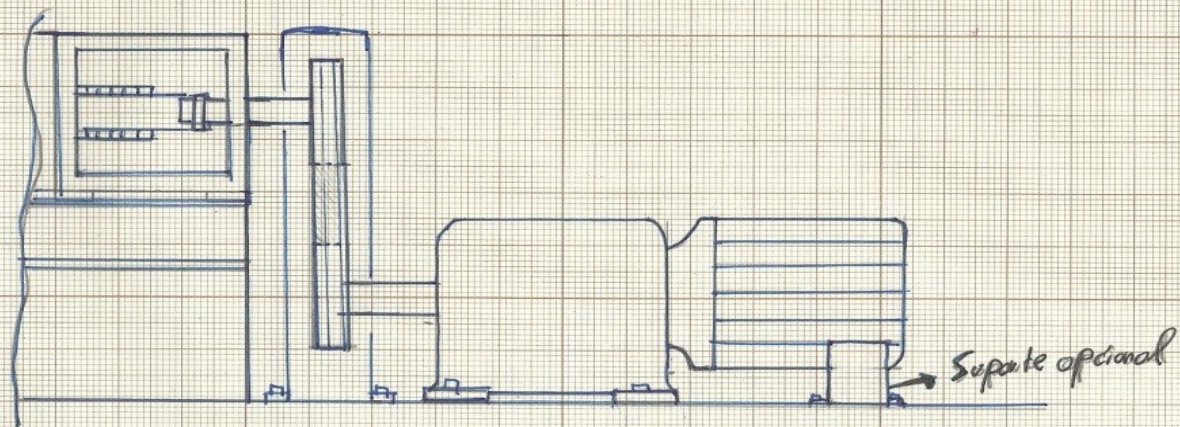
Packing RamiVal K41

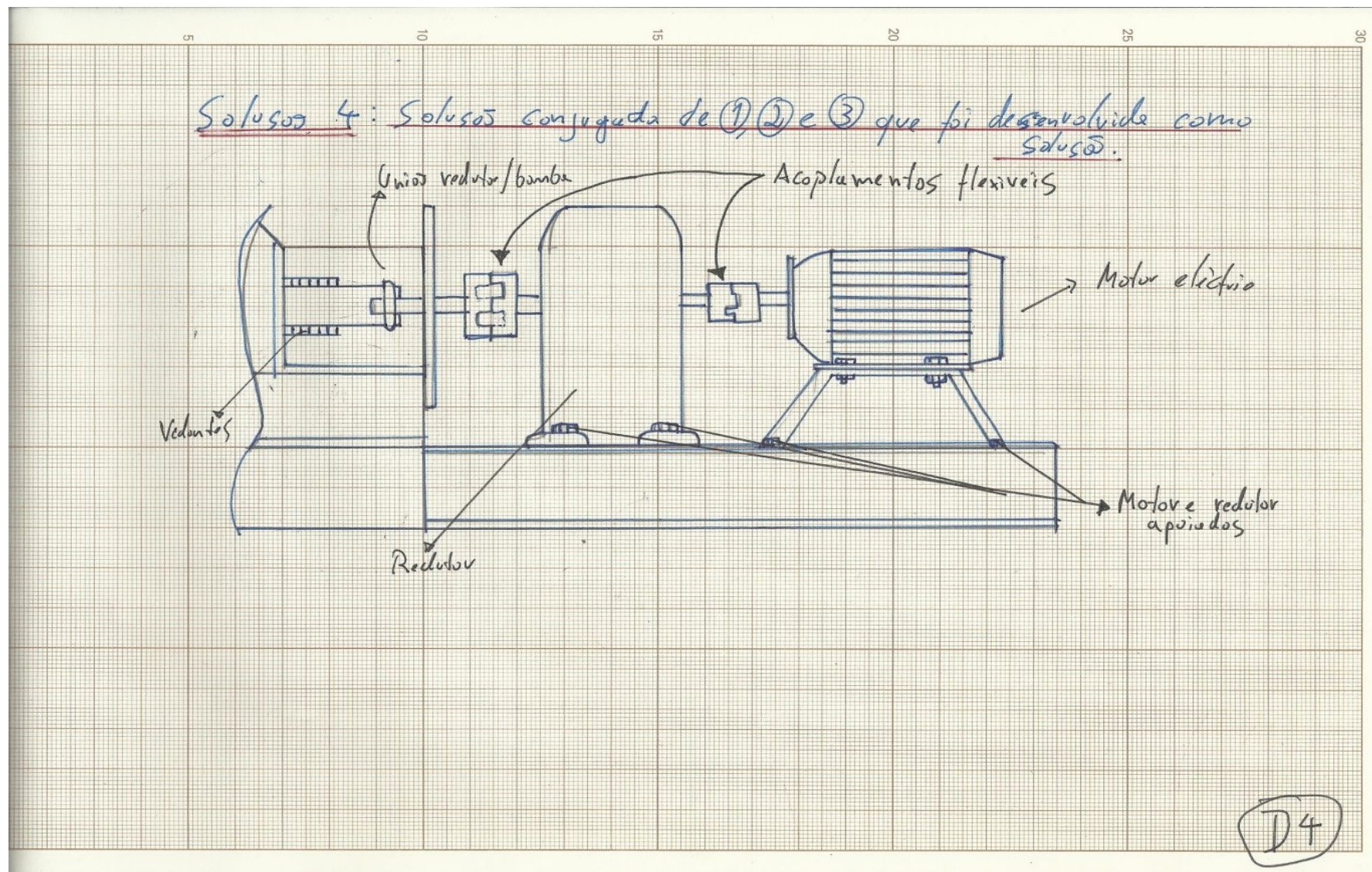
Anexo 3 – Esquemas de protótipos

Solução 2: Estruturar zona para controlar as forças axiais



(D2)

Solução 3: Transmissão por CorveiaP₃



Anexo 4 – Catálogo da WEG

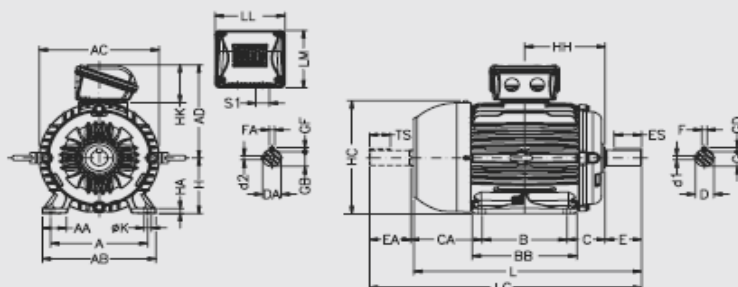
W22 - High Efficiency Exceeds IE2 ⁽¹⁾ - EFF1 ⁽²⁾

Output		380 V								415 V							
		Rated speed	% of full load						Full load current	Rated speed	% of full load						Full load current
			Efficiency			Power Factor					Efficiency			Power Factor			
			50	75	100	50	75	100			50	75	100	50	75	100	
kW	HP	(rpm)	50	75	100	50	75	100	In (A)	(rpm)	50	75	100	50	75	100	In (A)
IV pole - 1500 rpm - 50 Hz																	
Optional frames																	
0.25	0.33	1410	71.0	74.0	73.2	0.65	0.77	0.84	0.618	1425	69.1	73.7	74.4	0.58	0.71	0.79	0.592
0.37	0.5	1410	74.1	75.6	74.8	0.65	0.77	0.84	0.895	1425	71.7	75.1	75.8	0.57	0.70	0.79	0.860
0.55	0.75	1320	70.0	71.0	70.5	0.56	0.69	0.78	1.52	1355	67.0	70.5	70.5	0.46	0.60	0.70	1.55
0.75	1	1415	79.1	79.9	79.6	0.64	0.76	0.83	1.72	1430	76.9	79.6	80.4	0.55	0.69	0.78	1.66
1.1	1.5	1432	81.9	81.8	81.5	0.67	0.78	0.83	2.47	1444	80.1	81.5	82.1	0.58	0.72	0.79	2.36
1.1	1.5	1395	81.0	81.0	81.4	0.71	0.82	0.86	2.39	1410	80.0	81.0	81.4	0.62	0.75	0.83	2.27
1.5	2	1415	82.9	82.9	82.2	0.66	0.77	0.83	3.34	1430	81.9	83.2	83.7	0.58	0.71	0.79	3.16
2.2	3	1440	85.0	84.8	84.3	0.67	0.78	0.83	4.78	1450	83.9	84.9	85.4	0.59	0.72	0.79	4.54
4	5.5	1450	87.5	87.1	86.6	0.72	0.83	0.86	8.12	1459	86.4	87.1	87.4	0.65	0.77	0.83	7.63
5.5	7.5	1455	88.6	88.0	87.7	0.74	0.84	0.88	10.9	1460	87.5	88.0	88.3	0.66	0.78	0.84	10.3
7.5	10	1450	89.0	88.7	88.7	0.75	0.83	0.87	14.9	1460	88.3	89.0	89.4	0.67	0.78	0.84	13.9
7.5	10	1460	88.5	89.1	88.7	0.69	0.80	0.85	15.1	1470	87.5	89.0	89.1	0.61	0.74	0.81	14.5
9.2	12.5	1460	89.0	89.5	89.3	0.70	0.80	0.85	18.5	1470	88.0	89.4	89.3	0.62	0.74	0.81	17.7
11	15	1445	90.0	89.6	89.8	0.70	0.81	0.86	21.6	1455	89.0	89.5	89.8	0.60	0.74	0.81	21.0
11	15	1465	89.5	90.2	89.8	0.69	0.79	0.85	21.9	1470	88.5	90.0	90.3	0.61	0.73	0.81	20.9
15	20	1460	91.3	91.5	91.0	0.71	0.80	0.85	29.5	1470	90.4	91.4	91.4	0.63	0.74	0.81	28.2
18.5	25	1460	90.5	91.0	91.2	0.71	0.81	0.85	36.3	1470	90.0	91.0	91.2	0.62	0.75	0.81	34.8
18.5	25	1460	91.8	91.7	91.2	0.72	0.81	0.85	36.3	1470	91.1	91.7	91.7	0.50	0.75	0.81	34.7
30	40	1460	91.9	92.3	92.3	0.72	0.81	0.84	58.8	1465	91.5	92.0	92.3	0.64	0.76	0.82	55.1
37	50	1465	93.1	92.9	92.7	0.74	0.83	0.85	71.4	1472	92.5	93.0	93.2	0.67	0.78	0.81	68.2
45	60	1470	92.8	93.0	93.1	0.70	0.80	0.84	87.4	1475	92.4	92.8	93.1	0.61	0.73	0.79	85.1

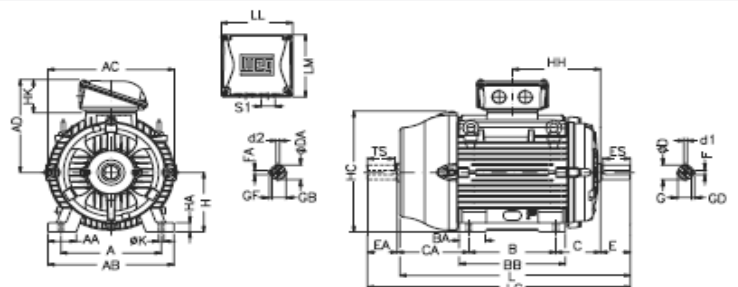
17. Mechanical data

Foot mounted motors

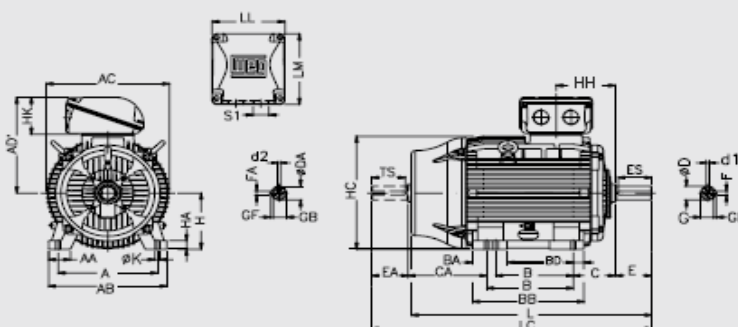
Frames 63 to 112



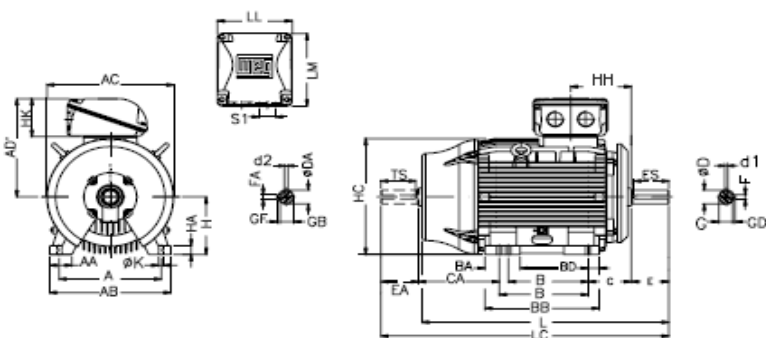
Frames 132 to 200



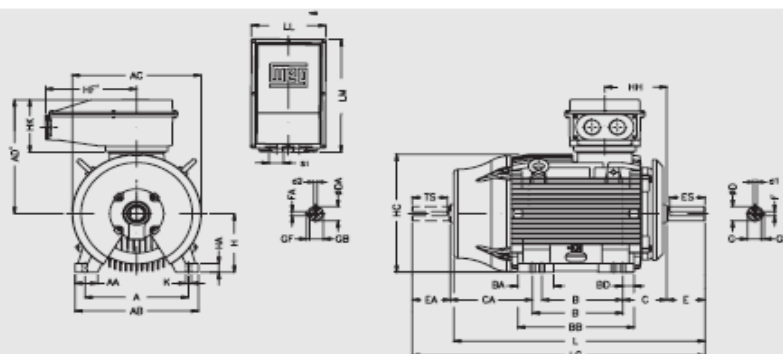
Frames 225 to 355M/L



Frame 355M/L (only for motors fitted with air deflector in the drive end side)



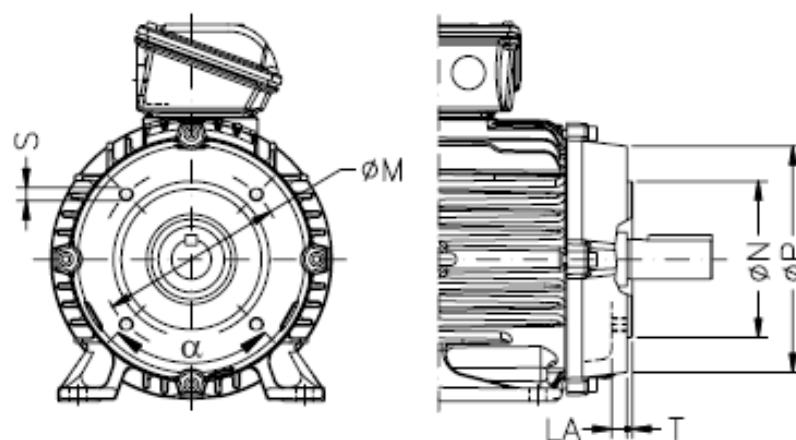
Frame 355A/B



Frame	A	AA	AB	AC	AD (***)	AD'	B	BA	BB	BD	C	CA	Shaft																																																									
													D	DA	E	EA	ES	F	FA	G	GB	GD	GF	TS																																														
63	100	25.5	116	125	122	122	80	-	95	-	40	78	11j6	9j6	23	20	14	4	3	8.5	7.2	4	3	12																																														
71	112	28.5	132	141	130	130	90		113.5		45	88	14j6	11j6	30	23	18	5	4	11	8.5	5	4	14																																														
80	125	30.5	149	159	139	139	100		125.5		50	93	19j6	14j6	40	30	28	6	5	15.5	11	6	5	18																																														
L80(**)	140	36.5	164	179	157	125			131		56	104	24j6	16j6	50	40	36	8		6	20	13			7	36																																												
90S									173																																																													
L90S(**)																																																																						
90L																																																																						
L90L(**)							177												70				128	28j6			22j6	60	50	45	8	6	24	18.5	7	6	36																																	
100L	140	190	40.5	220	222	192	192		177		70	128	28j6	22j6	60	50	45	8		6	24	18.5			7	6												36																																
L100L(**)																																							190	40.5	220	222	192	192	177	70	128	28j6	22j6	60	50	45	8	6	24	18.5	7	6	36											
112M								190																																																				40.5	220	222	192	192	177	70	128	28j6	22j6	60
L112M(**)																			190				40.5	220			222	192	192	177	70	128	28j6	22j6	60	50	45																																	
132S	216	51	248	271	218	218	178		55		187	89	150	38k6	28j6	80	60	63		10	8	33			24	8												7																																
132M																																							254	64	308	329	264	264	210	63	254	108	174	42k6	42k6	110	110	80	12	12	37	37	8											
132M/L								279																																																				78	350	360	279	279	241	70	294	121	200	48k6
160M																			318				82	385			402	317	317	267	82	332	133	222	55m6	48k6	110																																	
160L	318	82	385	402	317	317	267		82		332	133	222	55m6	48k6	110	110	80		16	16	49			49	10												10																																
180M																																							318	82	385	402	317	317	267	82	332	133	222	55m6	48k6	110	110	80	16	16	49	49	10											
180L								318																																																				82	385	402	317	317	267	82	332	133	222	55m6
200M																			318				82	385			402	317	317	267	82	332	133	222	55m6	48k6	110																																	
200L	318	82	385	402	317	317	267		82		332	133	222	55m6	48k6	110	110	80		16	16	49			49	10												10																																

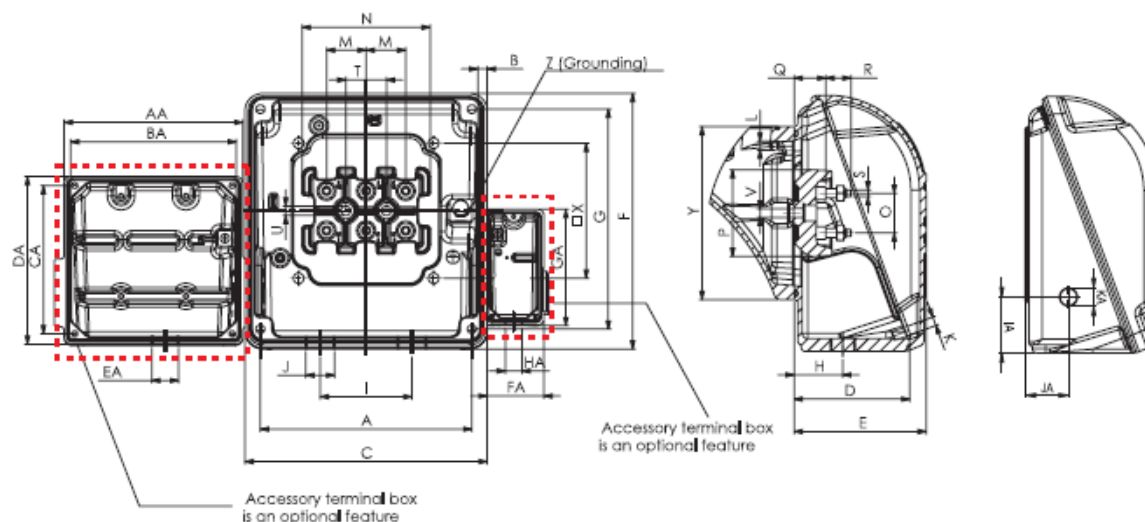
Frame	H	HA	HB (***)	HC	HD(***)	HF (***)	HG (***)	HH	HK	K	L	LC	LL	LM	S1	d1	d2	Bearings	
																		D.E.	N.D.E.
63	63	7	25.5	129	-	68.5	-	80	59	7	216	241	108	98	2xM20x1.5	M4	M3	6201 - ZZ	
71	71		33	145		76		90			248	276				M5	M4	6202 - ZZ	
80	80	8	43.5	163		87		100	10	276	313	115	104	2xM25x1.5	M6	M6		6205 - ZZ	6204 - ZZ
L80(**)										325	362						M10		
90S	90	9	45	182		90		106		304	350	140	133	2xM32x1.5	M12	M10		6308 - ZZ	6207 - ZZ
L90S(**)										335	381						M16		
90L								329	375	M16	M16	6311 - C3	6211- Z-C3						
L90L(**)								360	406					M16	M16	6312 C3	6212 Z-C3		
100L	100	10	61.5	205	244	106.4		133	67	12	376	431	140					133	2xM40x1.5
L100L(**)											420	475		M16	M16	6314 - C3	6214 - Z-C3		
112M	112	20	75	266	319	132		140	79	14.5	393	448	140					133	2xM40x1.5
L112M(**)											423	478		M16	M16	6316 - C3	6216 - Z-C3		
132S	132	20	75	266	319	132		159	79	14.5	452	519	140					133	2xM40x1.5
132M											490	557		M16	M16	6318 - C3	6218 - Z-C3		
132M/L	160	22	79	327	374	168		191	100	18.5	515	582	140					133	2xM40x1.5
160M											213	598		712	M16	M16	6320 - C3		
160L	180	28	92	363	413	180		235	100	18.5	642	756	140	133				2xM40x1.5	M16
180M											664	782			M16	M16	6322 - C3		
180L	200	30	119	405	464	218		260.5	118	18.5	702	820	140	133				2xM40x1.5	M16
200M											266.5	729			842	M16	M16		
200L	285.5	767	880	M16	M16	6325 - C3		6225 - Z-C3											
														856*	974*				

“NEMA C” Flange



Flange "C"									
Frame	Flange	LA	M	N	P	S	T	α	Nº of holes
63	FC-95	8.5	95.2	76.2	143	UNC 1/4"x20	4	45°	4
71		10							
80									
90	FC-149	15	149.2	114.3	165	UNC 3/8"x16	6.3		
100		12							
112	FC-184	13.5	184.2	215.9	225	UNC 1/2"x13	6.3		
132		9							
160		19.5							
180	FC-228	13.5	228.6	266.7	280				
200									
225	FC-279	18.5	279.4	317.5	395	UNC 5/8"x11	6.3	22°30'	8
250	FC-355		355.6	406.4	455				
280									
315	FC-368		368.3	419.1					
355		33.5							

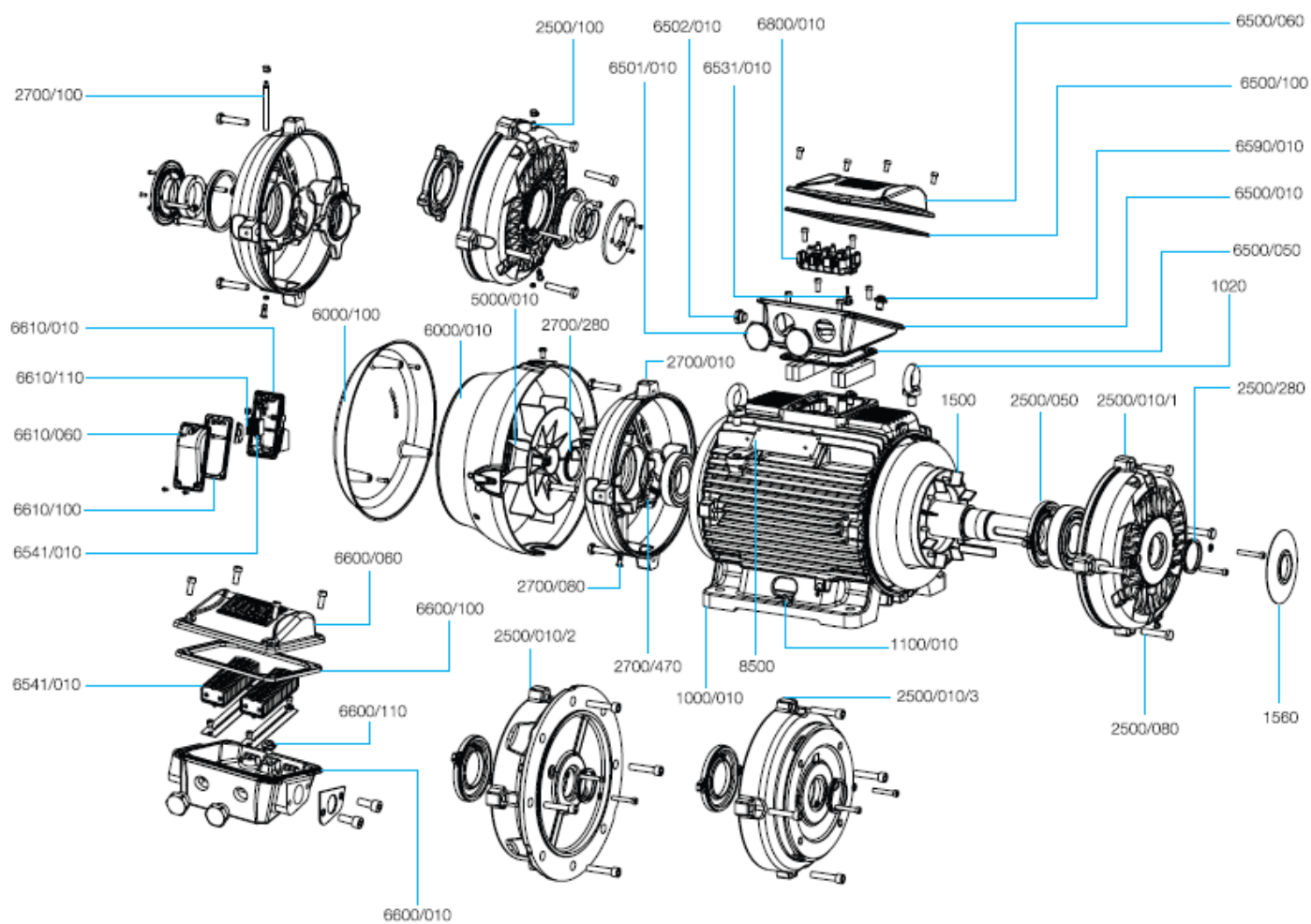
18. Terminal box drawings



Frame	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
63																					
71	90	3.5	108.5	51.5	59	96	85	27		2xM20x1.5	M5x0.8	M5x0.8	16	75	16	35	13.5	12	M4x0.7	20	5.8
80									42												
90	98	3	114.5	59.5	67	101	91	31		2xM25x1.5											
100																					
112	117	2.5	138	71	80	130.5	117	36.5	54	2xM32x1.5	M6x1.0	M6x1.0	23	55	23	52	17	16	M5x0.8	23	6.5
132																					
160	175	4	198	90	100.5	187.5	175	49	84	2xM40x1.5	M8x1.25	M8x1.25	28	90	28	60	21.5	20.5	M6x1	28	6.6
180																					
200	204	4.5	228	107	118	216	204	59	94	2xM50x1.5			35	112	35	74	24	24	M8x1.25	35	9.5
225S/M	235	12.5	269			301	260		110		M10x1.5	M10x1.5	44	140	44	94	28	28	M10x1.5		
250S/M				133	153			71												45	
280S/M	275	13.5	314			311	275		126												
315S/M	340		379	162	182	390	345	78	160		M12x1.75	M12x1.75	45	153	45	108	34	40	M12x1.75		
315L		14.5																			
355M/L	365		404	202	226	422	390	97	200	2xM63x1.5			65	210	65	146	48	48	M16x2.0	65	
355A/B**	415	-	442	267 232*	355 318*	729	678	187 152*	140		M10x1.5	M12x1.75	80	-	105	-	-	-	M20x2.5	-	-

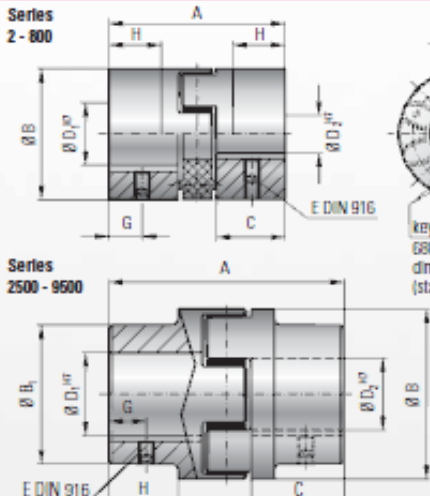
Frame	V	X	Y	Z	AA	BA	CA	DA	EA	FA	GA	HA	IA	JA	KA	Max number of connectors		
																Main	Accessories	Space Heater
63			77															
71			78															
80		56	81	0.5-6 mm ²												4	16	-
90	M5x0.8		77		109	90	85	98										
100			81															
112			107															
132		70	103	2-10 mm ²												6		
160	M6x1.0	110	140	5.2-25 mm ²	139	117	117	133	M20x1.5					47	40			
180																		
200	M8x1.25	120	155	5.2-35 mm ²										47	45	12		
225S/M			192	25-50 mm ²										62	48			
250S/M		150	197							68	131	M20x1.5		77	56			
280S/M			204	35-70 mm ²										82	69			
315S/M	M10x1.5	200	260		198	175	175	189						97	79	16	26	4
315L																		
355M/L		260	300	85-120 mm ²														
355A/B**	-	290												-	-	-		

Spare Parts Available 132-200



Motor component		Spare part	
Item	Description	Item	Composition
1000/010	Frame with wound stator		
1020	Lifting eyebolt	1020	Lifting eyebolt
1100/010	Earthing terminal		
1500	Rotor, complete with shaft and key		
1560	Slinger	1560	Slinger (recommended for vertical shaft up applications, non-flange mounted)
2500/010/1	Endshield, drive end	2500/1	Endshield, bearing cap, drain plug, shaft seal, bolts and washers
2500/050	Bearing cap, internal, drive end		
2500/080	Drain plug, drive end		
2500/280	Shaft seal, drive end (1)		
2500/100	Grease nipple, drive end (2)		
2500/010/2	FF Flange	2500/2	FF Flange, drain plug, shaft seal, bolts and washers
2500/080	Drain plug, drive end		
2500/100	Grease nipple, drive end (2)		
2500/280	Shaft seal, drive end (1)		
2500/010/3	C Flange (7)	2500/3	C Flange, drain plug, shaft seal, bolts and washers
2500/080	Drain plug, drive end		
2500/280	Shaft seal, drive end (1)		
2500/100	Grease nipple, drive end (2)		
2700/010	Endshield, non-drive end	2700	Endshield, drain plug, shaft seal, bolts and washers
2700/080	Drain plug, non-drive end		
2700/100	Grease nipple (with extensor pipe), non-drive end (4)		
2700/280	Shaft seal, non-drive end (1)		
2700/470	Wave washer for axial displacement (3)		
5000/010	Fan	5000	Fan (5)
6000/010	Fan cover (6)	6000	Fan cover, bolts
		6050	Fan cover, drip cover and bolts
6000/100	Drip cover	6100	Drip cover and bolts
6500/010	Terminal box	6500	Terminal box, complete with lid, gaskets (for lid and terminal box), plugs (for mains and accessories), earthing terminal, bolts and washers
6500/050	Terminal box gasket		
6500/060	Terminal box lid		
6500/100	Terminal box lid gasket		
6501/010	Terminal box plug for main leads		
6502/010	Terminal box plug for accessory leads		
6590/010	Terminal box earthing terminal		
6531/010	Accessory connector	6531	Accessory connector, mounting rail, bolts and washers
6541/010	Accessory connector	6541	Accessory connector, mounting rail, bolts and washers
6600/010	Accessory terminal box	6600	Accessory terminal box, complete with lid, gasket, plugs, earthing terminal, bolts and washers
6600/060	Accessory terminal box lid		
6600/100	Accessory terminal box lid gasket		
6600/110	Accessory terminal box earthing terminal		
6610/010	Space heater accessory terminal box	6610	Space heater accessory terminal box, complete with lid, gasket, plugs, earthing terminal, bolts and washers
6610/060	Space heater accessory terminal box lid		
6610/100	Space heater accessory terminal box lid gasket		
6610/110	Space heater accessory terminal box earthing terminal		
6800/010	Terminal block	6800	Terminal block, bolts and washers
8500	Main nameplate		

Anexo 5 – Catálogo da RW®



Model EK1

BACKLASH FREE ELASTOMER COUPLINGS

Series 2 - 800

Series 2500 - 9500

Properties:

- economical design
- concentrically machined
- vibration damping
- electrically isolating
- press fit design
- low backlash, due to keyway connection

Material:

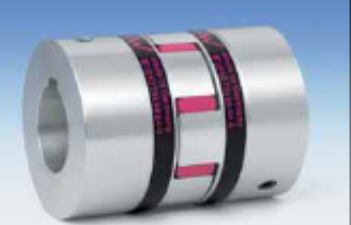
Coupling hub: up to series 450 high strength aluminum, series 800 and up steel
Elastomer insert: precision molded, wear resistant, and thermally stable polymer

Design:

Two coupling hubs are concentrically machined with curved jaws
Bore tolerance H7 + keyway + set screw per DIN 916
Optional pilot bore (D_v)

Speeds: See table below
*Please contact R+W
ISO 2.5 balance grade available

Tolerance:
Overall clearance between shaft and hub
0.01 to 0.05 mm



with keyway connection

Model EK1	Series																								
	2		5		10		20		60		150		300		450		800		2500		4500		9500		
Type (Elastomer Insert)	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	
Rated torque (Nm)	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	2.4	5.5	12	
Max. torque (Nm)	4.8	11	24	4.8	11	24	4.8	11	24	4.8	11	24	4.8	11	24	4.8	11	24	4.8	11	24	4.8	11	24	
Overall length (mm)	20	34	35	20	34	35	20	34	35	20	34	35	20	34	35	20	34	35	20	34	35	20	34	35	
Outside diameter (mm)	15	25	32	15	25	32	15	25	32	15	25	32	15	25	32	15	25	32	15	25	32	15	25	32	
Mounting length (mm)	6.5	12	12	6.5	12	12	6.5	12	12	6.5	12	12	6.5	12	12	6.5	12	12	6.5	12	12	6.5	12	12	
Inside diameter (pilot bore) (mm)	3	4	6	3	4	6	3	4	6	3	4	6	3	4	6	3	4	6	3	4	6	3	4	6	
Inside diameter range H7 (mm)	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	3-9	6-15	6-18	
Inside diameter of elastomer (mm)	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	6.2	10.2	14.2	
Set screws (DIN 916)	see table (depending on bore Ø)**																								
Distance (mm)	3	5	6	3	5	6	3	5	6	3	5	6	3	5	6	3	5	6	3	5	6	3	5	6	
Possible shortening length (mm)	4	6	6	4	6	6	4	6	6	4	6	6	4	6	6	4	6	6	4	6	6	4	6	6	
Moment of inertia per Hub (10 ⁻⁴ kgm ²)	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	0.0001	0.001	0.003	
Approx. weight (kg)	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	0.008	0.03	0.08	
Speed standard (min ⁻¹)	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	15,000	15,000	13,000	
*Speed balanced (10 ⁴ min ⁻¹)	60	67	45	67	65	43	65	63	40	45	60	35	31	25	22	26	18	22	26	16	16	17	12	13	13

Information about static and dynamic torsional stiffness as well as max. possible misalignment see page 5

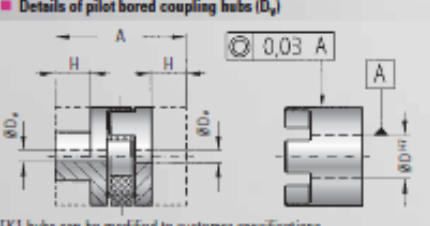
1 Nm = 8.85 in lbs

**** Setscrews**

Ø _v /D _v	E
Ø 10	M3
Ø 10.1 - 12	M4
Ø 12.1 - 30	M5
Ø 30.1 - 50	M6
Ø 50.1 - 95	M10
Ø 95.1 - 130	M12
Ø 130.1 - 170	M16

Hubs with bore diameter < 6mm delivered without keyway.

■ Details of pilot bored coupling hubs (D_v)



EK1 hubs can be modified to customer specifications. They come with pilot bore D_v and no set screws. The coupling hub may be shortened by dimension H.

Ordering example

EK1 / 60 / A / 19 / 24 / XX

Model
Series
Type Elastomer insert
Bore Ø D1 H7
Bore Ø D2 H7
Non standard e.g. anodized

All data is subject to change without notice



FACTORS AND SIZING CALCULATIONS

BACKLASH FREE ELASTOMER COUPLINGS

Temperature factor S_u	A	B	C	E
Temperature (°C)	Sh 98 A	Sh 64 D	Sh 80 A	Sh 64 D
> -30°C to -10°C	1.5	1.3	1.4	1.2
> -10°C to +30°C	1.0	1.0	1.0	1.0
> +30°C to +40°C	1.2	1.1	1.3	1.0
> +40°C to +60°C	1.4	1.3	1.5	1.2
> +60°C to +80°C	1.7	1.5	1.8	1.3
> +80°C to +100°C	2.0	1.8	2.1	1.6
> +100°C to +120°C	—	2.4	—	2.0
> +120°C to +150°C	—	—	—	2.8

Start factor S_2			
Z_1	up to 120	120 - 240	above 240
S_2	1.0	1.3	on request

Shock and load factor S_A	
Uniform load	$S_A = 1.0$
Non-uniform load	$S_A = 1.8$
High dynamics, frequent reversing loads	$S_A = 2.5$

- T_{EN} = Rated torque of the coupling (Nm)
- T_{Emax} = Max. torque of the coupling (Nm)
- T_S = Peak torque of the application (Nm)
- T_{AS} = Peak torque rating of the driving component (Nm)
- T_{AN} = Nominal torque rating of the driving component (Nm)
- T_{IN} = Rated torque of the driven component (Nm)
- P_{IN} = Rated power of the driven component (KW)
- n = Speed (rpm)
- J_A = Motor's moment of inertia (kgm²)
- J_1 = Load inertia (e.g. spindle + slide + work piece) (kgm²)
- J_2 = Moment of inertia of the coupling half on the driving component (kgm²)
- J_2 = Moment of inertia of the coupling half on the driven component (kgm²)
- m = Ratio of the moments of inertia driving to driven element
- u = Temperature of the area around the coupling (observe radiant heat)
- S_u = Temperature factor
- S_A = Shock or load factor
- S_2 = Start factor (factor for the number of starts/hour)
- Z_0 = Duty cycle (1/h)

Sizing of a Servomax® Elastomer Coupling

1. Calculation example without shock or reversing loads

The rated torque of the coupling (T_{EN}) needs to be higher than the rated torque of the driven element (T_{IN}) times the temperature factor S_u at the coupling for the application. If T_{LN} is not known, T_{AN} can be used for the calculation instead.

Condition:

$$T_{EN} > T_{LN} \times S_u$$

Auxiliary calculation:

$$T_{LN} = \frac{9550 \times P_{IN}}{n}$$

Calculation example: (No loads and shocks)

Driving component

$$T_{AN} = 119 \text{ Nm}$$

Coupling conditions

$$u = 70^\circ\text{C}$$

$$S_u = 1.7 \text{ (for } 70^\circ\text{C/Type A)}$$

Driven component

$$T_{IN} = 85 \text{ Nm}$$

Condition:

$$T_{EN} > T_{IN} \times S_u$$

$$T_{EN} > 85 \text{ Nm} \times 1.7$$

$$T_{EN} > 144.5 \text{ Nm}$$

Result: A coupling type EK 2/150/A ($T_{EN} = 160 \text{ Nm}$) is selected.

2. Calculation example with shock loads

In all cases the maximum rated torque (T_{Emax}) of the coupling can not be exceeded. First calculate the rated torque (T_{EN}) of the coupling same as above. Compare this result to the peak torque (T_S) times the start factor (S_2) times the temperature factor (S_u) for the application. The greater of the two values must be less than (T_{Emax}) of the coupling.

Condition:

$$T_{EN} > T_{LN} \times S_u$$

Auxiliary calculation:

$$T_{LN} = \frac{9550 \times P_{IN}}{n}$$

Condition:

$$T_{Emax} > T_S \times S_2 \times S_u$$

Auxiliary calculation:

$$T_S = \frac{T_{AS} \times S_A}{m + 1}$$

$$m = \frac{J_A + J_1}{J_2 + J_2}$$

Representações 2D

Parte I

**Parte II – Relatório de
Construção: Redutor de
Engrenagens Cilíndricas
Helicoidais.**

